



ESCOLA NAVAL

talant de biefaire



André Albuquerque Leandro

Controlo de vibrações no uso do mar - Isolamento e
Absorção

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia
Naval Ramo de Mecânica



Alfeite
2020



ESCOLA NAVAL

talant de bi-faire



André Albuquerque Leandro

Controlo de vibrações no uso do mar - Isolamento e Absorção

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia Naval Ramo
de Mecânica

Orientação de: Prof. Rui Pedro Chedas Sampaio

O Aluno Mestrando,



André Leandro

O Orientador,

Rui Sampaio

Alfeite
2020

«Success consists of going from failure to failure without loss of enthusiasm.»

Winston Churchill

Agradecimentos

Agradeço ao meu Orientador Professor Chedas Sampaio, pela sua orientação, inteira disponibilidade, apoio, conselhos e motivação para continuar e terminar esta fase da minha formação. O meu sincero obrigado por tudo o que me ensinou, não só no decorrer deste ano, mas durante todo o meu percurso académico.

Aos meus pais, pelo apoio incondicional, compreensão, constante motivação e especialmente pelo que sacrificaram todos estes anos pelos seus filhos, o que sou hoje em muito o devo a eles.

A minha família por todo o carinho e apoio que sempre me deram, em especial, a minha irmã e aos meus avós, tios e primos que desde o início desta caminhada foram um grande pilar, acompanhando-me de perto durante todos estes anos.

Aos meus camaradas do Curso João Baptista Lavanha, que sempre estiveram presentes durante estes cinco anos, é com enorme orgulho que faço parte do melhor curso que já passou pela Escola Naval, obrigado por tudo.

Ao camarada Rodrigues Mendes pelo apoio disponibilizado durante a realização desta dissertação

Gostaria ainda de agradecer a todas as pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação.

A todos, o meu Obrigado!

Resumo

A implementação de absorsores e isoladores como estratégia de controlo vibrações revelou-se uma mais valia quando aplicados a estruturas ou equipamentos.

O nível de vibrações é preocupação crescente, ao nível da manutenção de estruturas e máquinas, saúde pública e perturbação causada no meio ambiente. No ambiente marítimo este tema tem ainda mais relevância, visto que os ecossistemas marinhos são extremamente ricos na sua biodiversidade e igualmente sensíveis as perturbações externas.

O principal objetivo desta investigação consistiu em identificar e aprofundar o conhecimento das técnicas de isolamento e absorção a bordo dos navios, e a modelação, projeto e construção de um mecanismo de absorção de vibrações. Por último, a realização de testes em vibração livre e forçada.

Para alcançar o objetivo enunciado, foi essencial efetuar um estudo aprofundado de diferentes modelos de absorsores e conceitos teóricos relacionados o projeto destes mecanismos. Do ponto de vista prático, efetuou-se uma pesquisa experimental, onde foram estudadas as principais variáveis, que influenciam a frequência do objeto em análise, definindo-se quais os valores necessários para obtenção de um sistema capaz de responder às necessidades do projeto.

Este estudo contribuiu para evidenciar a importância do conhecimento de matérias como a absorção e o isolamento de vibrações e, por último, construir ferramentas académicas para futuros estudos na área.

Palavras-chave: Controlo de vibrações, Absorção, Isolamento, Mesa vibratória, Modelação

Abstract

The implementation of absorbers and insulators as a management strategy and vibration control proved to be an asset when applied to structures or equipment, allowing a slower deterioration, as well as a smaller number of unplanned interventions.

The analysis of the level of vibrations is increasingly considered a concern, for both public health reasons and the disturbance caused in the environment. In the maritime environment, this theme is even more relevant since marine ecosystems are extremely rich in their biodiversity and equally sensitive to external disturbances.

The main objective of this investigation was to identify and deepen the knowledge of isolation and absorber techniques on board ships, and the modeling, design and construction of a vibration absorption mechanism. At last, testing in free and forced vibration.

In order to achieve the stated objective, it was essential to carry out a thorough study of different models of absorbers, and theoretical concepts related to the projection of these mechanisms. From a practical point of view, an experimental research was carried out where the main variables capable of influencing the frequency of the object under analysis were studied, and defining which values are required to obtain a system capable of replying to the design needs.

This study contributed to denote the importance of the knowledge of subjects such as vibration absorption and isolation, and to build academic tools for future studies in the area.

Keywords: Vibration control, Absorption, Isolation, Vibrating table, Modeling

Índice

1	Introdução	1
2	Revisão Bibliográfica	5
2.1	Bancadas para estudo de máquinas rotativas	5
2.2	Bancadas para estudo vibrações corpo humano	6
2.3	Bancadas para estudo sísmicos	8
2.4	Bancadas direcionadas para o estudo da rigidez das molas e coeficiente de amortecimento viscoso	10
3	Absorção de Vibrações Mecânicas	13
3.1	Princípio de funcionamento	13
3.2	Tipos de sistemas de absorção existentes	13
3.3	Estruturas alvo de absorsores de vibrações	20
3.3.1	Exemplos de estruturas que utilizam os absorsores	21
3.3.2	Exemplos de utilização de absorsores em navios	26
3.4	Amortecimento nos absorsores de vibração	27
4	Isolamento de Vibrações Mecânicas	29
4.1	Tipos de sistemas de isolamento existentes	29
4.1.1	Sistemas de isolamento passivo	29
4.1.2	Sistemas de isolamento ativo:	31
4.1.3	Sistemas de isolamento semi-ativo	32
4.1.4	Sistemas de isolamento híbrido	34
5	Projeto e modelação de um absorsor de vibrações	37
5.1	Descrição do problema	37
5.2	Seleção da tipologia e projeto do absorsor	37
5.3	Seleção dos materiais	39
5.4	Determinação da frequência natural do absorsor	42
5.5	Determinação da frequência natural da estrutura completa	44
5.5.1	Cálculo das Densidades	45
5.5.2	Cálculo do módulo de <i>Young</i>	45
5.5.2.1	Cálculo experimental do módulo de <i>Young</i> das hastes	46
5.5.2.2	Análise do processo realizado e consideração de possíveis erros cometidos	49
5.5.2.3	Calculo do módulo de <i>Young</i> máximo e mínimo considerando os erros de incerteza	49

5.5.2.4	Análise do alumínio e ligas	51
5.5.2.5	Análise da influência do Encastramento	52
5.5.3	Frequência da Estrutura Completa	53
5.5.4	Modelação da Estrutura Completa em <i>WorkingModel</i>	54
5.5.4.1	Validação da frequência natural da estrutura	56
5.5.5	Balanco da frequência máxima e mínima da estrutura e do absorvor	59
5.5.5.1	Calculo da frequência máxima e mínima da estrutura	59
5.5.5.2	Calculo da frequência máxima e mínima do absorvor	60
6	Projeto e Modelação da Mesa Vibratória	61
6.1	Seleção dos Materiais	61
6.2	Seleção da Fonte de Energia	63
6.3	Seleção do Mecanismo de Transmissão da Energia Mecânica a Mesa	64
6.4	Modelação do Sistema Biela Manivela	66
7	Construção e testes da mesa vibratória e do absorvor	69
7.1	Absorvor de vibrações	69
7.1.1	Construção da estrutura do absorvor	69
7.1.2	Construção do absorvor	70
7.2	Absorvor de vibrações	71
7.2.1	Construção da estrutura	71
7.2.2	Construção do mecanismo	72
7.2.3	Montagem da fonte de energia	73
7.3	Ensaio e testes	77
7.3.1	Espectro de frequências da bancada	79
7.3.2	Medição da frequência em vibração livre da estrutura completa com o absorvor isolado	79
7.3.3	Medição da frequência em vibração forçada da estrutura completa com o absorvor isolado	80
7.3.4	Medição da frequência do absorvor por vídeo	80
7.3.5	Medição da frequência natural da estrutura completa com o absorvor em funcionamento	81
7.3.5.1	Medição em vibração livre	82
7.3.5.2	Medição em vibração forçada	82
8	Conclusão	83
	Bibliografia	87
	Apêndices	91
A	Modelação do Absorvor - <i>WorkingModel</i>	91
B	Calculo da Frequência Natural do Absorvor - <i>Mathcad</i>	93
C	Calculo do Kmax e Kmin da Viga L=40	95

D	Calculo do Modulo de <i>Young</i> Máximo e Mínimo	97
E	Cálculo da frequência com recurso ao <i>Mathcad</i>	99
F	Cálculo do Kmax e Kmin das molas	101
G	Programa de medição de vibração em LABVIEW	103
H	Espectro de frequências da Bancada	105
I	Frequência natural da estrutura com o sensor e L=40 cm	107
J	Ajuste da frequência natural da estrutura para 6,5 Hz para L=36 cm	109

Lista de Figuras

2.1	Bancada desenvolvida por Silva (2012)	5
2.2	Bancada desenvolvida por Lima (2013)	6
2.3	Bancada desenvolvida por Becker (2006)	7
2.4	Bancada desenvolvida por Moore (2017)	7
2.5	Bancada desenvolvida por Baran (2011)	8
2.6	Bancada desenvolvida por Sanghvi, Patil e Shah (2012)	9
2.7	Bancada desenvolvida por Darshita e Anoop (2014)	9
2.8	Bancada desenvolvida por Heirich e Simão (2013)	10
2.9	Bancada desenvolvida por Araujo (2018)	11
3.1	Principio de funcionamento de absorvor de vibrações	14
3.2	Esquema absorvor sem amortecimento	14
3.3	Esquema absorvor com amortecimento	15
3.4	TMD para edifícios	15
3.5	Esquema de um amortecedor	16
3.6	Esquema absorvor ativo	17
3.7	Absorvor ativo para os edificios (<i>Incheon International Airport ATC Towers</i> - Coreia do Sul)	18
3.8	Esquema absorvor semi-ativo	19
3.9	Absorvor semi-ativo para os encanamentos	19
3.10	Absorvor híbrido para edifícios (<i>Gangbyun Technomart</i> - Coreia do Sul)	20
3.11	Estruturas alvo de absorvores de vibrações	21
3.12	Cabos sobre tensão que utilizam absorvores	22
3.13	Edifícios que utilizam absorvores	23
3.14	Pontes de utilizam absorvores	24
3.15	Outras estruturas que também usam absorvores	25
3.16	Uso de absorvor para redução do <i>Pich and Roll</i>	26
3.17	Aplicação de absorvor para redução da vibração das superestruturas	26
3.18	Gráfico de frequência com a adição de amortecimento	28
4.1	Sistema de controlo passivo	30
4.2	Exemplos de sistemas passivos	30
4.3	Sistema de controlo ativo	31
4.4	Exemplos de sistemas ativos	32
4.5	Sistema de controlo semi-ativo	33
4.6	Comparação entre Sistemas Ativos e Semi-ativos	34
4.7	Sistema de controlo híbrido	35

5.1	Configurações mais comuns de um TDM	38
5.2	Esboço inicial do modelo de absorsor de vibrações	39
5.3	Perfil de alumínio - <i>Leroy Merlin</i>	40
5.4	Influência da massa com a Altura	40
5.5	Restantes elementos da estrutura	41
5.6	Estrutura para medição da deflexão das molas	41
5.7	Medição experimental da deflexão das Molas	42
5.8	Regressão linear cálculo do k_{eq}	42
5.9	Primeira análise da frequência natural do absorsor	44
5.10	Calculo das densidades	45
5.11	Esquema da viga encastrada quando a força não é aplicada na extre- midade	46
5.12	Medição experimental da deflexão da viga	46
5.13	Área do perfil das hastes	47
5.14	Regressão linear do k_{viga}	48
5.15	Cálculo do módulo de <i>Young</i> da viga	49
5.16	Módulo de <i>Young</i> máximo e mínimo	51
5.17	Encastramento da viga L=40	52
5.18	Valores obtidos da análise do encastramento	52
5.19	Estudo da frequência natural da estrutura completa	53
5.20	Modelação da viga	54
5.21	Modelação das hastes da estrutura	55
5.22	Modelo da estrutura completa <i>WorkingModel</i>	55
5.23	Resultados <i>WorkingModel</i> sem absorsor	57
5.24	Resultados <i>WorkingModel</i> com absorsor	58
5.25	Resposta sem absorsor (vermelho) e resposta com absorsor (azul) .	59
5.26	Estudo das variáveis da estrutura	59
5.27	Modelos da frequência mínima e máxima da estrutura	60
5.28	Frequência Máxima e Mínima do Absorsor	60
6.1	Esboço inicial da bancada	61
6.2	Elementos estruturais da <i>Phidgets</i>	62
6.3	<i>NORD Type Sk63L/4</i>	63
6.4	<i>NORD SK 500E</i>	63
6.5	Mecanismo <i>Scotch Yoke</i>	64
6.6	Mecanismo Biela manivela	65
6.7	Bancada com Mecanismo <i>Scotch Yoke</i>	65
6.8	Bancada com Mecanismo Biela-Manivela	66
6.9	Disco	67
6.10	Biela	67
6.11	Comportamento da bancada tendo em conta o cumprimento da biela	68
6.12	Modelo final da bancada	68
7.1	Montagem da estrutura do absorsor	70
7.2	Estrutura e absorsor totalmente construídos	71
7.3	Tabuleiro da mesa vibratória	72
7.4	Peças em PLA	73

7.5	Esquemas de ligações em triângulo estrela	74
7.6	Placa sinalética do motor	75
7.7	Esquema da ligação elétrica do motor ao variador de frequências . .	75
7.8	Variador de frequência	76
7.9	Ligação elétrica do motor	76
7.10	Mesa de vibrações concluída	77
7.11	Manivela com 1 [cm]	78
7.12	Acelerómetro da Phidget	78
7.13	Modelo em <i>SolidWorks</i> com acelerómetro	80
7.14	Resposta da estrutura quando excitada à frequência natural sem ab- sorsor	80
7.15	Medição da frequência natural do absorvor por vídeo	81
7.16	Cálculo da frequência natural do absorvor	81
A.1	Estudo realizado no <i>WorkingModel</i>	91
B.1	Processamento dos dados obtidos no <i>WorkingModel</i>	93
D.1	Calculo do Modulo de <i>Young</i> Máximo e Mínimo	97
E.1	Cálculo da frequência com recurso ao <i>Mathcad</i>	99
F.1	Cálculo do Kmax e Kmin das molas	101
G.1	Programa de medição de vibração em LABVIEW	103
H.1	Espectro de frequências da Bancada	105
I.1	Frequência natural da estrutura com o sensor e L=40 cm	107
J.1	Ajuste da frequência natural da estrutura para 6,5 Hz para L=36 cm	109

Lista de Tabelas

5.1	Deflexão das vigas L=40cm e L=30cm	48
5.2	$K_{vigaMax}$ e $K_{vigaMin}$ das vigas	50

Lista de Equações

5.1	Equação da elasticidade do sistema	43
5.2	Equação da elasticidade proporcional entre as molas	43
5.3	Equação para calculo da elasticidade de cada mola	43
5.4	Equação para calculo da elasticidade do absorsor	43
5.6	Equação da densidade	45
5.7	Equação da deflexão da viga quando a força não é aplicada na extre- midade	47
5.8	Equação do momento de área da viga	47
5.9	Equação do modulo de young para a deflexão da viga	47
5.10	Equação da elasticidade da viga	47
5.11	Equação do modulo de young para a elasticidade da viga	47
7.1	Equação da Frequência de Amostragem	78
7.2	Equação da Frequência Máxima do Sensor	79

Lista de Abreviaturas, Acrónimos e Símbolos

Acrónimos

1GDL 1 Grau de Liberdade

2GDL 2 Grau de Liberdade

PLA *Polylactic Acid*

RMS *Root Mean Square*

SAMD *Semi-Active Mass Damper*

Símbolos

ρ	Densidade	[kg/m ³]
$\triangle x$	Deflexão da viga	[m]
a	Distancia entre o ponto de aplicação da força e a extremidade livre	[m]
b	Distancia entre o ponto de aplicação da força e o encastramento	[m]
E	Modulo de young	[Pa]
E_{haste}	Modulo de young da haste	[Pa]
F_{max}	Frequência máxima	[Hz]
F_m	Frequência de amostragem	[Hz]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
I	Momento de área da viga	[m ²]
k_{eq}	Elasticidade equivalente do sistema de molas	[N/m]

k_{mola}	Elasticidade de cada mola	[N/m]
L	Comprimento da viga	[m]
P	Peso	[N]
v	Volume	[m ³]

Capítulo 1

Introdução

Motivação

Desde o princípio da Humanidade que o homem procura fazer mais e melhor, com o menor gasto possível de recursos. Esta procura conduziu-nos a uma sociedade em que a tecnologia avança a um ritmo alucinante, dominada por máquinas cada vez mais potentes, rotativas e leves, obtidas através da utilização materiais mais resistentes, leves e flexíveis. Este tipo de características conferem-lhes ótimas características de trabalho, no entanto, torna-as mais suscetíveis às vibrações mecânicas, que, por sua vez, prejudicará a sua performance. Deste modo, a temática das vibrações torna-se um problema de crescente importância Rivin (2003).

Os limites de vibrações admitidos nas máquinas são cada vez mais restritos e rigorosos. Isto deve-se a uma maior exigência de precisão e sensibilidade dos equipamentos e também pela pressão competitiva de produzir máquinas que não interfiram com o conforto e bem-estar do ser humano. A vibração excessiva poderá mesmo numa fase mais agravada levar à avaria de máquinas e estruturas Rivin (2003).

Num navio de guerra as vibrações produzidas pela estrutura e por toda a maquinaria no seu interior ganham especial importância. Esta relevância é acentuada ao nível ambiental, pois afeta a comodidade e saúde da guarnição, ao nível do ambiente marinho, e ao nível militar, pois a emissão de vibrações irá facilitar a deteção e identificação do navio pelos navios inimigos.

Assim, torna-se fundamental encontrar técnicas e mecanismos que nos permitam diminuir os efeitos das vibrações sem que ponhamos em causa o funcionamento dos equipamentos ou estruturas. Entre as diferentes técnicas existentes tem-se, o isolamento (apoios anti-vibração) e a absorção (absorvedores e amortecedores de vibrações) de vibrações mecânicas, sendo que destas a mais utilizada é o isolamento Rivin (2003).

O aprofundamento de conhecimento das técnicas supramencionadas é o principal motivo da realização desta dissertação, nomeadamente, no que diz respeito ao nível da modelação, projeto, seleção/construção, instalação e testes.

O Controlo de Vibrações, segundo Kelly (1996), é o projeto ou modificação de um sistema para suprimir vibrações indesejadas ou reduzir a transmissão de forças. Os parâmetros de projeto que podem ser remodelados, incluindo propriedades de inércia, propriedades de rigidez, propriedades de amortecimento e até a configuração do sistema. Assim sendo, os sistemas de controlo de vibrações podem-se dividir em quatro classes principais, designadamente: passivos, ativos, semi-ativos e híbridos.

Impacto das Vibrações dos Navios no Ecossistema Marinho

Os navios quando a navegar vibram, quer seja pelo pela rotação da hélice, equipamentos a trabalhar no seu interior ou simplesmente pela sua deslocação sobre a água. Um dos efeitos dessas vibrações é a emissão de ruído. Apesar de ainda ser um tema muito recente, do qual ainda se conhece muito pouco, segundo Popper e Hawkins (2013), existe uma forte possibilidade de que a exposição da vida marinha ao ruído se venha a revelar muito mais prejudicial do que o esperado.

Carlton e Vlasi (2005) afirma que é possível que o ruído produzido pela navegação marítima possa estar a interferir na orientação de alguns mamíferos marinhos, assim como na sua comunicação. Esta teoria assenta nas semelhanças estruturais do sistemas auditivo de alguns mamíferos como baleias, golfinhos e focas com o sistema auditivo do homem, do qual já se possui substancialmente mais informação.

Existe ainda um relato de Popper e Hawkins (2013), onde é exposto que após serem efetuados diversos testes de sonares militares da NATO no mar báltico, sucederam-se diversos encalhes de toninhas-comum e focas. Apesar de na situação descrita o ruído não ter origem na vibração do navio, a mesma corrobora a teoria que o ruído pode ter consequências bastante severas no ecossistema marinho.

Métodos de Controlo de Vibração

Em geral, não é possível eliminar por completo a vibração indesejável, mas sim reduzi-la. Assim existem diversos métodos de controlo de vibrações, RAO (2000). Importa referir que os vários métodos são distintos entre si e por isso devem ser adequados as diferentes situações, não existindo um método superior a todos os outros.

De entre os variados métodos, os seguintes são os mais importantes e mais utilizados, RAO (2000):

- Controlo das frequências naturais da estrutura, por forma a evitar o fenómeno de ressonância
 - Método bastante simples que se baseia no conhecimento das frequências naturais da estrutura e em evitar perturbações que possam excitar as mesmas;
- Utilização de amortecimento, ou elemento dissipador de energia, diminuindo a resposta da estrutura à vibração, em ressonância ou em vibração livre

- Talvez o exemplo mais conhecido de um sistema baseado neste método é o amortecedor de automóvel;
- Uso de isoladores de vibração para reduzir a transmissão de excitações indesejadas à estrutura, ou da estrutura para um determinado equipamento
 - Os apoios utilizados nas mais diversas máquinas, têm como função diminuir a transmissibilidade de vibração, entre a máquina e o meio envolvente;
- Uso de absorvedores de vibração por forma a reduzir a resposta do sistema, para a frequência ou espectro de frequências de excitação
 - O pêndulo é um exemplo de um absorvedor de vibrações bastante simples, utilizado em diversas situações até mesmo em arranha-céus como o *Taipei 101* em Taiwan.

Tal como o nome sugere, esta dissertação foca-se apenas nos métodos de isolamento e absorção, nomeadamente, na sua importância para o controlo de vibrações indesejadas. Estes métodos consistem na aplicação de pequenos elementos na estrutura inicial que irão reduzir a excitação transmitida à mesma, não implicando alterações estruturais, quer na fonte de vibração quer no sistema que se pretende construir. Por este motivo, estes são os métodos mais utilizados, pelo facto de serem relativamente fáceis de implementar, por não alterarem a função do sistema e também por serem mais acessíveis economicamente pelas razões já detalhadas anteriormente.

Objetivos

Esta dissertação tem como objetivos principais:

- Identificar e aprofundar o conhecimento das técnicas de isolamento e absorção de vibrações a bordo dos navios de guerra;
- Modelar, projetar, seleccionar e aplicar as mesmas técnicas e mecanismos de isolamento e absorção;
- Realizar testes isolamento e absorção de vibrações;
- Conceber modelos didáticos de um absorvedor e de uma mesa vibratória.

Estrutura da Dissertação

Esta dissertação encontra-se estruturada em sete capítulos, cada um deles dividido em secções.

O primeiro capítulo diz respeito à presente introdução, onde o investigador pretender dar a conhecer quais as motivações e os objetivos que o levaram ao desenvolvimento do estudo. Para além ainda se aborda a organização da presente dissertação de mestrado.

No segundo capítulo realiza-se uma pesquisa referente a trabalhos académicos, referentes a construção de bancadas ou mesas vibratórias.

No terceiro capítulo é dedicado à temática de controlo e absorção de vibrações, composto por um pequeno enquadramento teórico, tipos de sistemas existentes e exemplos dos mesmos.

No quarto capítulo será exposta a temática do isolamento de vibrações mecânicas, como forma de sistema de controlo, depreendendo-se que a vibração é algo indesejável e como tal a algo a ser suprimido.

No quinto capítulo é concebido um projeto de modelação de um absorsor de vibrações. Deste modo, descreveu-se o problema, selecionou-se a tipologia e projeto do absorsor e os materiais a utilizar e, por fim, determinou-se a frequência natural do absorsor e da estrutura completa.

No sexto capítulo realiza-se um projeto de modelação da mesa vibratória, a partir da seleção dos materiais, a fonte de energia e do mecanismo de energia mecânica da mesa e, por fim, da modelação do Sistema Biela Manivela.

No sétimo capítulo relata a construção de ambos os sistemas projetados, e os diversos testes realizados, em vibração livre e vibração forçada.

Por fim, no oitavo capítulo encontram-se vertidas as conclusões retiradas do trabalho desenvolvido, bem como as metas alcançadas, e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Este capítulo é dedicado à pesquisa bibliográfica, onde se análise vários estudos acadêmicos, referentes à construção de bancadas ou mesas vibratórias.

2.1 Bancadas para estudo de máquinas rotativas

Nos estudos produzidos por Silva (2012) e Lima (2013) foram desenvolvidas as bancadas das figuras 2.1 e 2.2 respetivamente. Esta tipologia de bancadas aplica-se ao estudo vibrações em máquinas rotativas, como por exemplo situações de desalinhamento, desequilíbrio de veios ou rolamentos gripados.

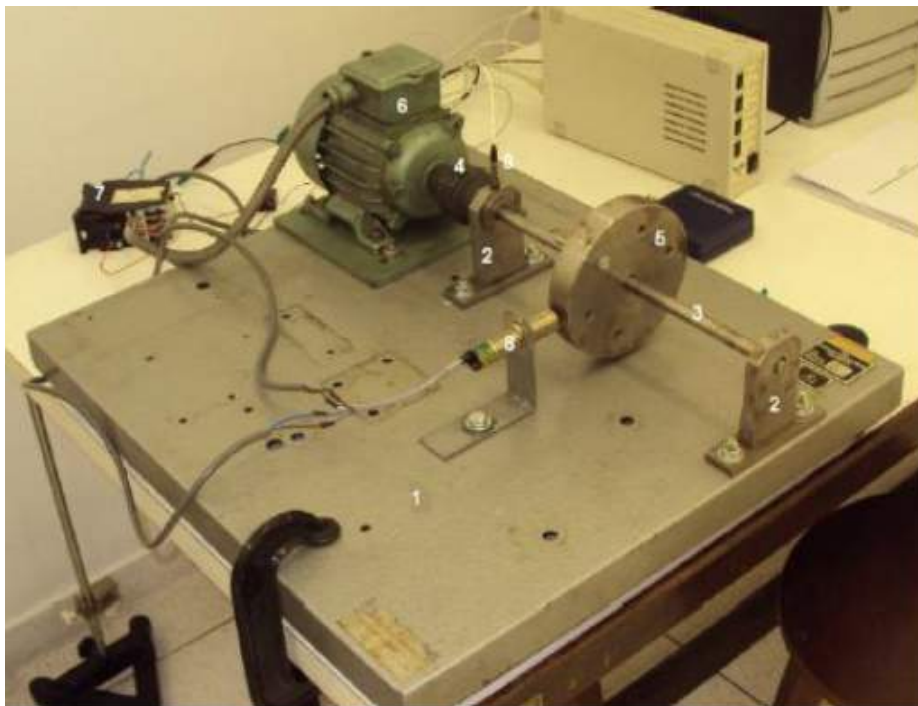


FIGURA 2.1: Bancada desenvolvida por Silva (2012)
Fonte: Araujo (2018)



FIGURA 2.2: Bancada desenvolvida por Lima (2013)
Fonte: Araujo (2018)

2.2 Bancadas para estudo vibrações corpo humano

Nos estudos produzidos por Becker (2006) e Moore (2017) foram desenvolvidas as bancadas das figuras 2.3 e 2.4 respetivamente. Esta tipologia de bancadas aplicam-se ao estudo vibrações no corpo humano. A primeira bancada é direcionada para a situação de corpo inteiro, produzindo vibração no sentido vertical de 1 a 20 $[Hz]$. A segunda bancada também é para vibrações de corpo inteiro, contudo, este é direcionado para as vibrações em assentos de automóveis e no intervalo de frequências de 10 a 80 $[Hz]$.



FIGURA 2.3: Bancada desenvolvida por Becker (2006)
Fonte: Araujo (2018)



FIGURA 2.4: Bancada desenvolvida por Moore (2017)
Fonte: Araujo (2018)

2.3 Bancadas para estudo sísmicos

Baran (2011), Sanghvi, Patil e Shah (2012) e Darshita e Anoop (2014) desenvolveram as bancadas representadas nas figuras 2.5, 2.6 e 2.7 respectivamente. Estas produzem vibrações uniaxiais no sentido horizontal, tornando-as mais indicadas para o estudo de abalos sísmicos em edifícios ou estruturas longilíneas. As bancadas transformam o movimento rotacional do motor, em deslocamento linear da base da bancada, onde serão realizados os estudos. A segunda bancada possui um intervalo de frequências de trabalho de 0 a 4 $[Hz]$, e um deslocamento de 100 $[mm]$. Por último, a terceira bancada é capaz de produzir uma excitação de 0 a 5 $[Hz]$ e possui um deslocamento de 150 $[mm]$.

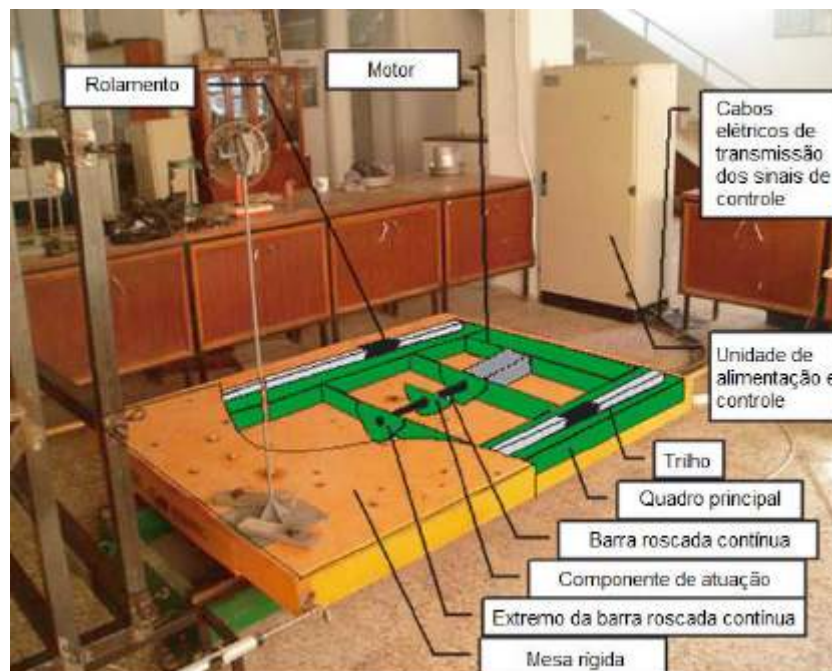


FIGURA 2.5: Bancada desenvolvida por Baran (2011)
Fonte: Araujo (2018)



FIGURA 2.6: Bancada desenvolvida por Sanghvi, Patil e Shah (2012)
Fonte: Araujo (2018)



FIGURA 2.7: Bancada desenvolvida por Darshita e Anoop (2014)
Fonte: Araujo (2018)

2.4 Bancadas direcionadas para o estudo da rigidez das molas e coeficiente de amortecimento viscoso

Foram também desenvolvidos estudos de bancadas de vibrações uniaxiais no eixo vertical tais como Heirich e Simão (2013) e Araujo (2018) representadas nas figuras 2.8 e 2.9 respectivamente. Este tipo de bancada é geralmente utilizado em estudos de rigidez de molas ou amortecimento viscoso. A primeira bancada opera no intervalo de frequências de 3.25 a 9.7 [Hz], enquanto a segunda opera num espectro mais alargado dos 5 aos 200 [Hz].



FIGURA 2.8: Bancada desenvolvida por Heirich e Simão (2013)
Fonte: Araujo (2018)



FIGURA 2.9: Bancada desenvolvida por Araujo (2018)

No presente estudo, optou-se pela construção de uma bancada de vibração uniaxial no eixo horizontal, em tendo em conta a estrutura de absorção da vibração que se pretende construir, versatilidade das diferentes bancadas de ensaios para futuros estudos na área das vibrações ou mesmo para áreas distintas a qual se possa aplicar

Como já foi referido anteriormente, este tipo de mesa ou bancada vibratória é tipicamente direcionada ao estudo de abalos sísmicos em edifícios, o que se enquadra perfeitamente com o projeto do absorsor de vibrações.

Capítulo 3

Absorção de Vibrações Mecânicas

O primeiro absorsor de vibração surgiu no Século XX, desenvolvido por Frahm (Sampaio, 2013). A partir dessa data, os absorsores foram sofrendo alterações e atualizações, como será demonstrado no decorrer deste capítulo.

A função destes dispositivos é absorver parte das vibrações produzidas pela estrutura a proteger, ou a vibrações que esta esteja sujeita. Para estruturas majoritariamente sujeitas a vibração livre, o absorsor deve ser projetado para a frequência natural, ganhando relevância em termos da resposta do sistema responsável pelas amplitudes maiores. Contudo para equipamentos ou estruturas em vibração forçada o absorsor deve ser concebido para a frequência de excitação.

3.1 Princípio de funcionamento

Segundo Inman (1994), o princípio de funcionamento de um absorsor consiste em transformar um sistema de 1 Grau de Liberdade (1GDL) num sistema de 2 Graus de Liberdade (2GDL), quando aplicado, figura 3.1a.

Assim, um sistema com 2GDL irá possuir duas frequências naturais, ou dois modos de vibração, ou seja, o absorsor absorveu a frequência para a qual foi projetado (frequência natural do equipamento ou estrutura a proteger) e, por sua vez, originam-se duas novas frequências na vizinhança da primeira, que representam os modos de vibração da estrutura mais o absorsor. No caso de se tratar de um absorsor de vibrações sem amortecimento, como é possível visualizar no gráfico da imagem 3.1b, correspondente ao sistema da figura 3.1a.

3.2 Tipos de sistemas de absorção existentes

Tendo por base Sampaio (2013), os absorsores de vibrações podem ser divididos em quatro configurações diferentes, consoante o seu modo de funcionamento e os elementos constituintes do seu sistema, dito isto, os diferentes sistemas de absorsores de vibração existentes são:

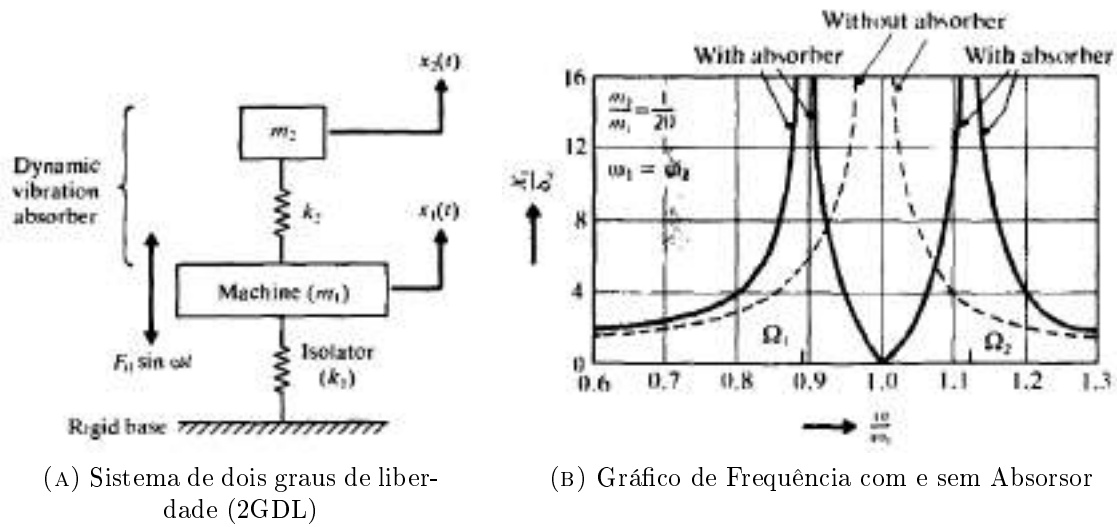


FIGURA 3.1: Princípio de funcionamento de absorvor de vibrações
Fonte: RAO (2000)

Absorvor de vibrações sem amortecimento:

O absorvor de vibrações sem amortecimento é um sistema de massa e mola em que este é projetado para uma determinada frequência.

Na figura 3.2 pode visualizar-se um esquema ilustrativo de uma configuração *standard* de um absorvor sem amortecimento.

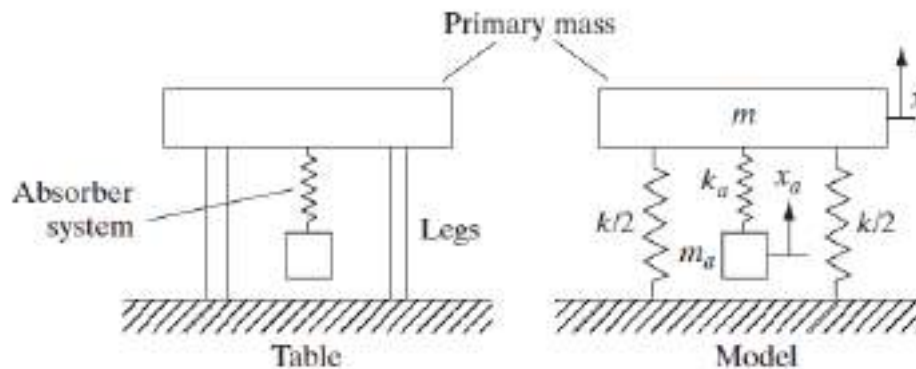


FIGURA 3.2: Esquema absorvor sem amortecimento
Fonte: Adaptado de Inman (1994)

Absorvor de vibrações com amortecimento (em inglês, *Tuned Mass Damper* (TMD)):

O absorvor de vibrações com amortecimento é um sistema formado por massa, mola e elemento amortecedor, com vista a aumentar o espectro de frequências de absorção, como será demonstrado no seguimento desta dissertação.

3.2. Tipos de sistemas de absorção existentes

Nas figuras 3.3 e 3.4, pode visualizar-se um esquema ilustrativo de uma configuração *strandard* de um absorsor com amortecimento e um exemplo do mesmo existente no mercado.

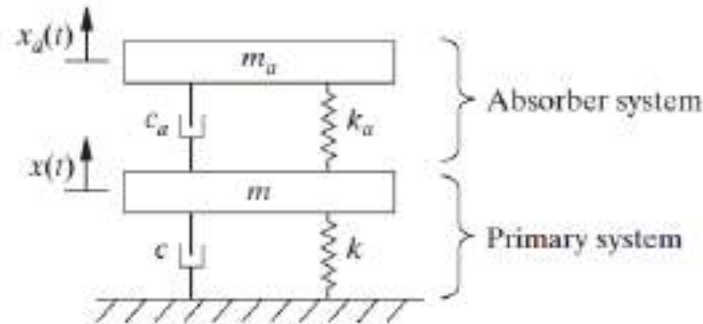


FIGURA 3.3: Esquema absorsor com amortecimento
Fonte: Adaptado de Inman (1994)



FIGURA 3.4: TMD para edifícios
Fonte: Maurer (2020)

Amortecedor de vibrações:

O amortecedor de vibrações é um sistema constituído só por massa e amortecedor, utilizado para reduzir a amplitude de vibração de um modo de vibração.

Na figura 3.5 pode visualizar-se um esquema ilustrativo de uma configuração *strandard* de um amortecedor de vibrações.

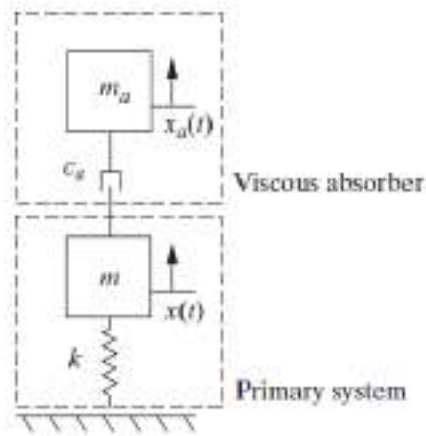


FIGURA 3.5: Esquema de um amortecedor
Fonte: Adaptado de Inman (1994)

Absorção de vibrações ativo (em inglês, *Active Mass Damper (AMD)*):

O absorção de vibrações ativo é um sistema composto por massa, mola, amortecedor e um atuador que irá aplicar forças controladas no sistema. Este é, substancialmente, mais complexo e menos comum, contudo, é um absorção ativo que tem a capacidade de absorver vibração com frequências ou espectros de frequências diferentes.

Nas figuras 3.6 e 3.7, pode visualizar-se um esquema ilustrativo de uma configuração *standard* de um absorção ativo e um exemplo do mesmo existente no mercado.

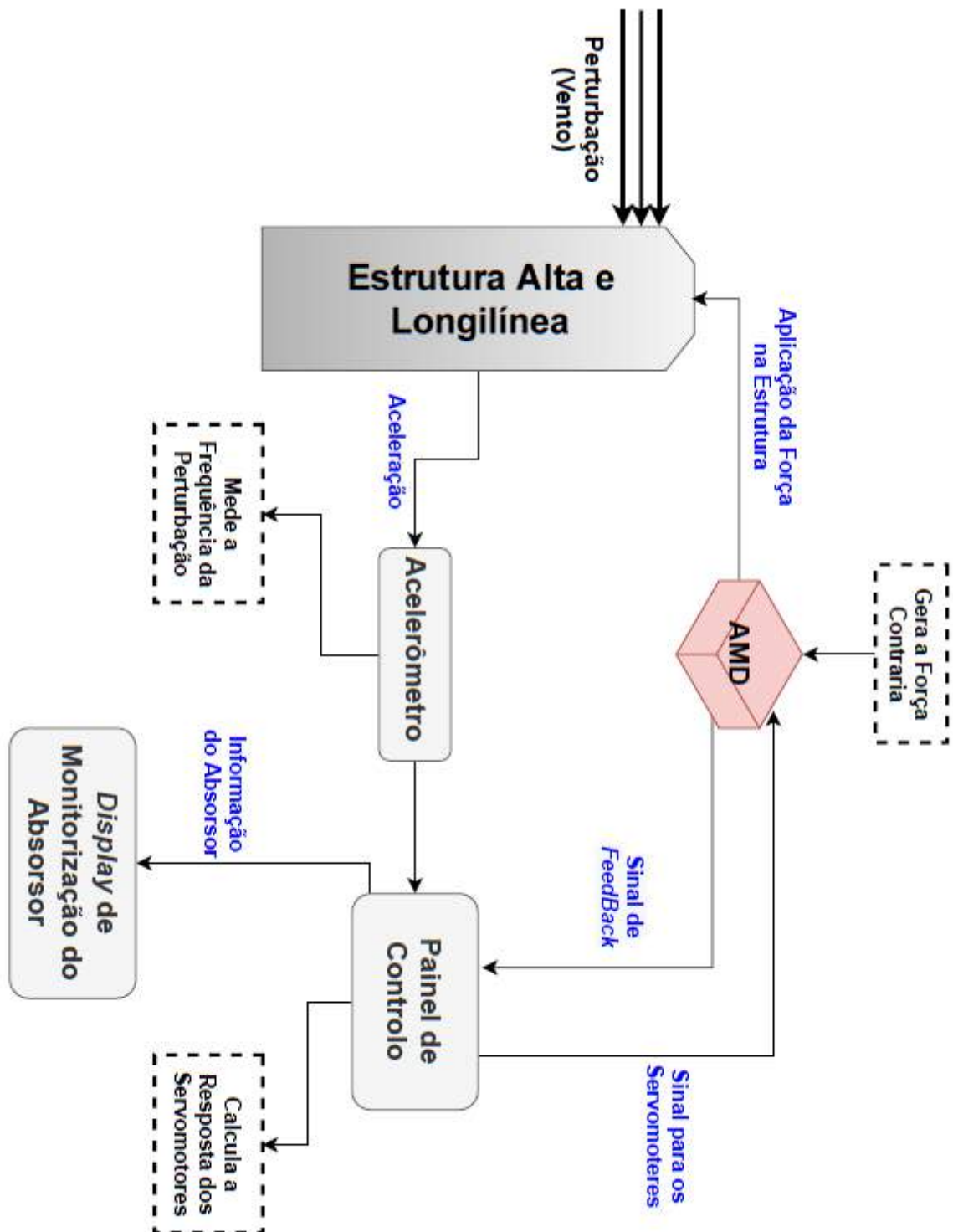


FIGURA 3.6: Esquema absorvor ativo
Fonte: Adaptado de Solutions (2018)



FIGURA 3.7: Absorvor ativo para os edifícios (*Incheon International Airport ATC Towers* - Coreia do Sul)
Fonte: Solutions (2018)

Após a análise da literatura sobre este tipos de equipamentos, constata-se que a existência de absorvedores que não se inserem em nenhuma das classes já referidas, devido às suas características. Posto isto surgem mais duas configurações possíveis para absorvedores de vibrações, tal como sugere a Solutions (2018) e a VICODA (2020):

Absorvor de vibrações semi-ativo (em inglês, *Semi-Active Mass Damper* (SAMD)):

Segundo VICODA (2020), este tipo de sistemas caracterizam-se pela capacidade de alterar as propriedades de amortecimento e elasticidade, permitindo adaptar o espectro de frequências do absorvedor. Desta forma podem ser obtidos resultados bastante superiores, especialmente, em sistemas expostos a diversas excitações, como por exemplo os edifícios ou estruturas expostas ao meio ambiente.

Nas figuras 3.8 e 3.9, pode visualizar-se um esquema ilustrativo de uma configuração *standard* de um absorvedor semi-ativo e um exemplo do mesmo existente no mercado.

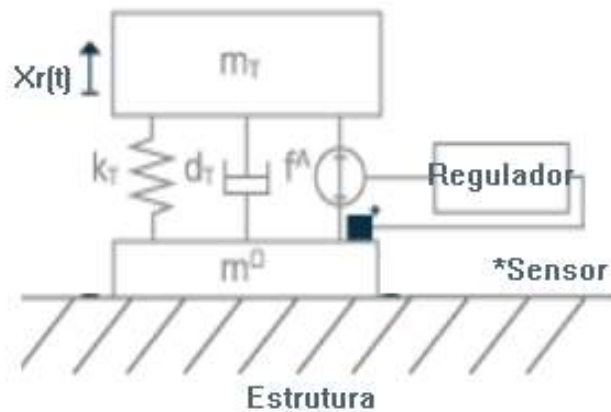


FIGURA 3.8: Esquema absorvedor semi-ativo
Fonte: Adaptado de VICODA (2020)



FIGURA 3.9: Absorvedor semi-ativo para os encanamentos
Fonte: VICODA (2020)

Absorvedor de vibrações híbrido (em inglês, *Hybrid Mass Damper* (HMD)):

Um absorvedor de vibrações híbrido, consiste num dispositivo que combina dois tipos de Absorvedores, passivos e ativos, sendo que para pequenas perturbações o sistema opera em modo passivo, contudo para grande perturbações o absorvedor ativo é acionado. O uso combinado destes sistemas permite aliviar algumas das limitações existentes para o sistema passivo ou o sistema ativo operando isoladamente, levando a um sistema de proteção eficaz.

Na figura 3.10, pode visualizar-se um exemplo de um absorsor híbrido existente no mercado.

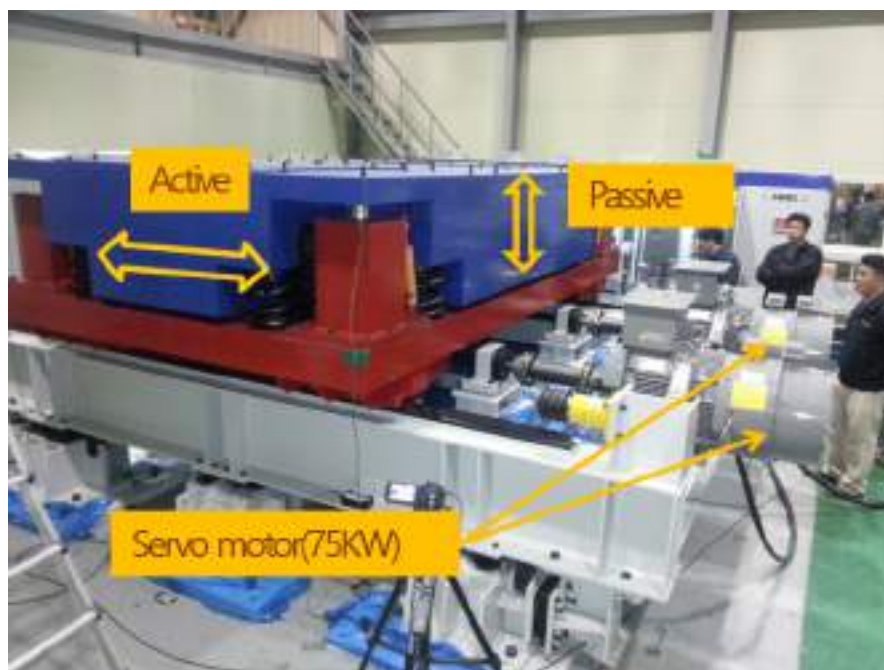


FIGURA 3.10: AbsorSOR híbrido para edifícios (*Gangbyun Technomart* - Coreia do Sul)

Fonte: Solutions (2018)

No âmbito desta dissertação de mestrado abordar-se-á os absorsores passivos ou TMD, pois são os absorsores mais utilizados e com a melhor relação custo-benefício. Deste modo, reforça-se um dos objetivos da dissertação, a projeção e construção de um modelo de absorsor de vibrações, utilizando materiais e ferramentas comuns, possível apenas com a utilização de absorSOR passivo.

3.3 Estruturas alvo de absorsores de vibrações

Os absorsores de vibração são especialmente indicados para as seguintes estruturas (Sampaio, 2013):

- Estruturas altas e longilíneas que tendem a ser excitadas pela força do vento;
- Escadas, plateias, pontes pedestres, entre outras, onde são excitadas para a sua frequência natural pela marcha das multidões;
- Estruturas em aço ou metais semelhantes, excitadas num dos seus modos, por maquinaria instalada sobre a mesma ou na sua vizinhança.

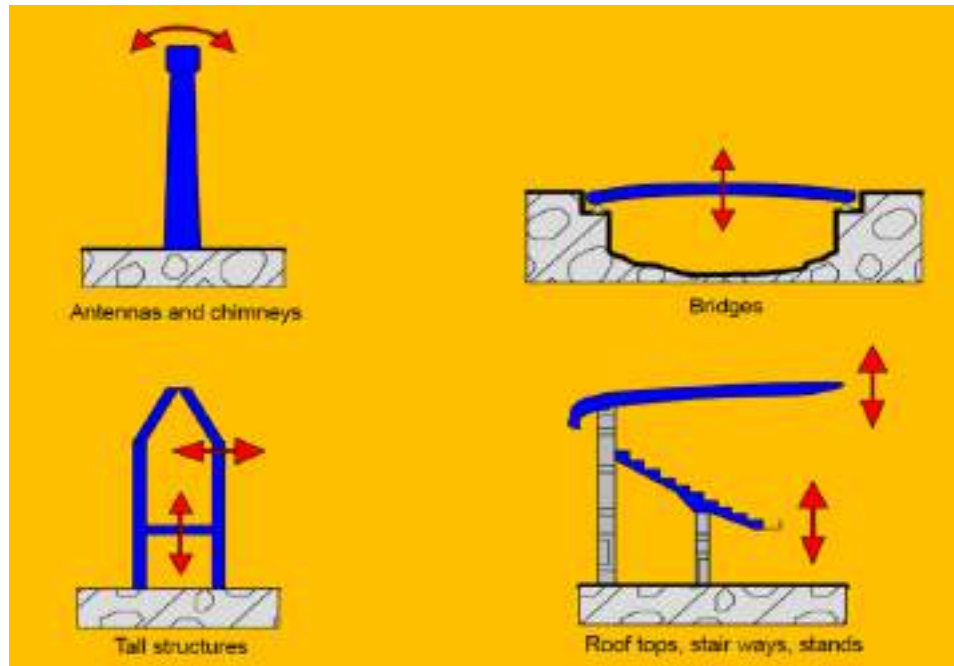


FIGURA 3.11: Estruturas alvo de absorvedores de vibrações
Fonte: Sampaio (2013)

Estes são também muito utilizados em máquinas que operam a velocidade constante, como lixadoras, compactadores, ferramentas alternativas e máquinas de barbear (Inman, 1994).

3.3.1 Exemplos de estruturas que utilizam os absorvedores

- Cabos sobre tensão;
 - Ver figura 3.12.
- Edifícios;
 - Ver figura 3.13.
- Pontes;
 - Ver figura 3.14.
- Outras estruturas;
 - Ver figura 3.15.



(A) Linhas de alta tensão

Fonte: Adaptado de Sampaio (2013) e Cunha (2007) respectivamente



(B) Cabos sobre tensão em Pontes (*Palyung Bridge* - Coreia do Sul)

Fonte: Adaptado de Solutions (2018)

FIGURA 3.12: Cabos sobre tensão que utilizam absorsores

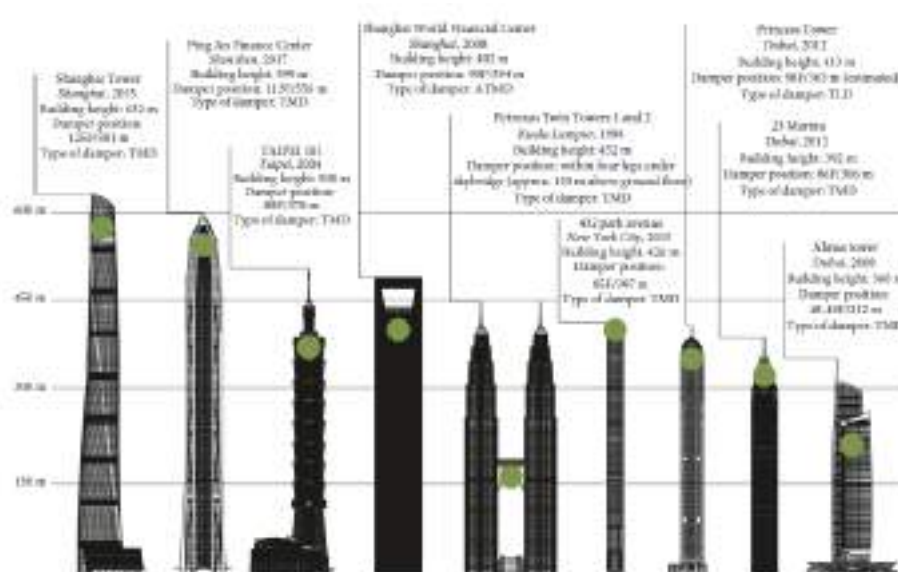
3.3. Estruturas alvo de absorvedores de vibrações



(A) Songdo POSCO E&C Twin Towers - Coreia do Sul
Fonte: Adaptado de Solutions (2018)



(B) Taichung Treasure Garden - Taiwan
Fonte: Adaptado de Solutions (2018)



(c) Edifícios mais altos que usam Absorvedores
Fonte: Radmard Rahmani e Könke (2019)

FIGURA 3.13: Edifícios que utilizam absorvedores



(A) *2nd Jindo Bridge* - Coreia do Sul
Fonte: Adaptado de Solutions (2018)



(B) *Cheonan Cheongsoo Footbridge* - Coreia do Sul
Fonte: Adaptado de Solutions (2018)

FIGURA 3.14: Pontes de utilizam absorsores

3.3. Estruturas alvo de absorsores de vibrações



(A) Carruagens de Metro
Fonte: Solutions (2018)



(B) Teleférico de *Namsan* - Coreia do Sul
Fonte: Solutions (2018)



(C) Chaminés Industriais
Fonte: Reid (2009)

FIGURA 3.15: Outras estruturas que também usam absorsores

3.3.2 Exemplos de utilização de absorsores em navios

- Uso de um pêndulo combinado com dois absorsores, longitudinal e transversal, para redução do balanço e cabeceio (em inglês, *Pitch and Roll*) do navio.

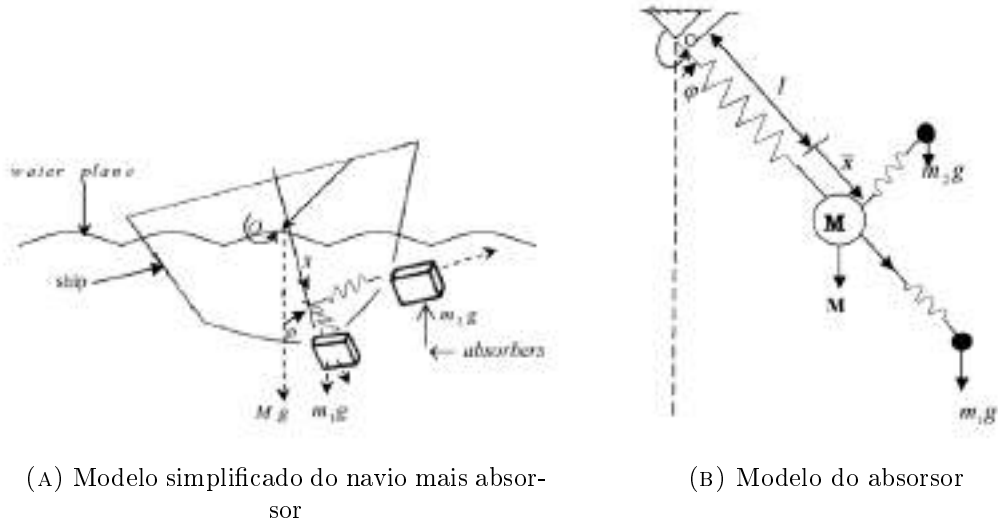


FIGURA 3.16: Uso de absorsor para redução do *Pitch and Roll*
Fonte: Adaptado de EL-Sayed, Kamel e Eissa (2010)

- Aplicação de absorsor de pêndulo centrífugo para a redução da vibração das superestruturas do navio.

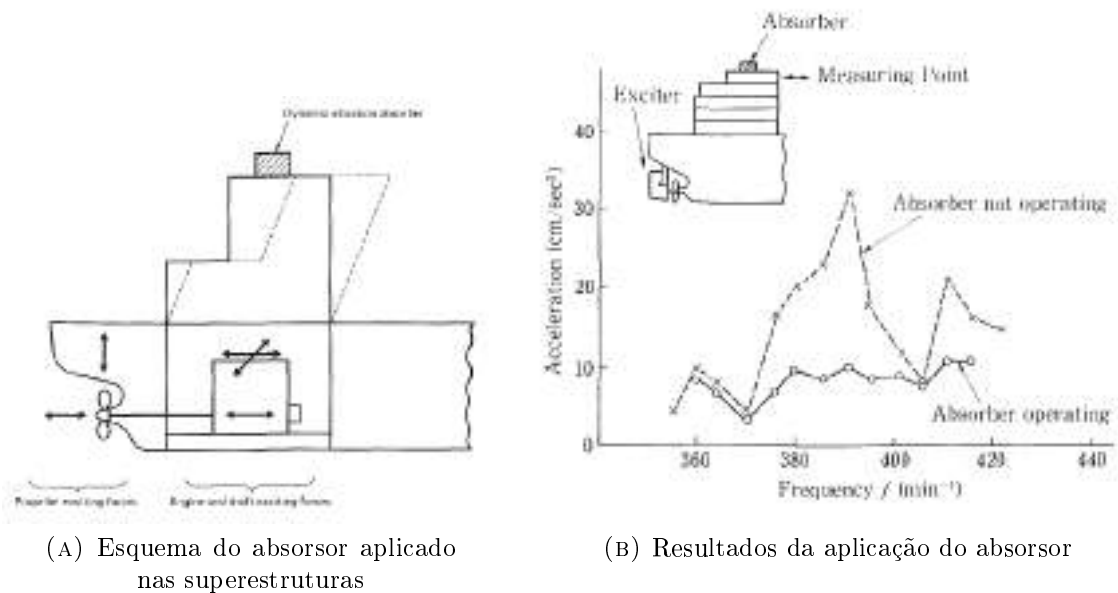


FIGURA 3.17: Aplicação de absorsor para redução da vibração das superestruturas
Fonte: Adaptado de Yoshida (1989)

Apesar destes sistemas serem mais utilizadas para os edifícios ou estruturas em terra, estes sistemas já são aplicados em navios, figura 3.17. Contudo, a complexidade destes sistemas é substancialmente mais elevada para responder as necessidades de um navio que apresenta seis graus de liberdade. Este tipo de sistemas associados a outros elementos responsáveis pelo isolamento de vibrações, poderão ser a peça fundamental para uma redução significativa das vibrações a bordo dos navios, melhorando, substancialmente, a qualidade de vida dos elementos a bordo, assim como a diminuição da perturbação da vida marinha. Isto verifica-se caso exista um bom isolamento entre o navio e o meio envolvente.

3.4 Amortecimento nos absorsores de vibração

Como já foi referido, a presença de amortecimento em absorsores de vibrações dificulta a identificação das frequências naturais da estrutura, contudo, este tem um papel bastante mais importante na absorção de vibrações (Inman, 1994).

Como referido anteriormente, o amortecimento gera dissipação de energia, o que vai ser, especialmente, importante no caso em que a estrutura entre em ressonância. A dissipação de energia proveniente da perturbação vai diminuir a amplitude de oscilação da estrutura e, consecutivamente, diminuir a probabilidade de falha da mesma. No entanto, quando é referido a utilização de amortecimento na absorção deve-se ao facto do mesmo ampliar o espectro de frequências, nas quais o absorsor é eficiente, como podemos ver na figura 3.1b retirada do RAO (2000). Se fosse instalado um absorsor com um fator de amortecimento, ζ , igual ou muito próximo de zero, este seria bastante eficaz, absorvendo quase toda a energia propagada na frequência para que foi concebido. Contudo, como também é visível da figura 3.18, quando adicionamos mais amortecimento ao absorsor deixamos de ter uma frequência de absorção para um pequena espectro de frequências, uma vez que este espectro pode ser ampliado com a adição de mais amortecimento.

Em contrapartida, com o aumento do espectro de frequências há uma diminuição da capacidade de absorção de energia. Desta forma deve existir um compromisso entre a capacidade de absorção e a dimensão do espectro em que o mesmo vai ser eficaz, dado que este compromisso deve ser adaptado de acordo com o contexto do problema que se pretende solucionar.

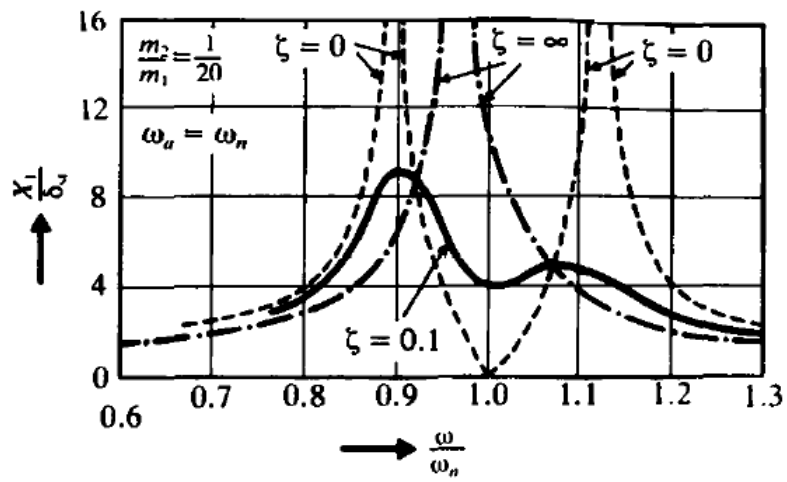


FIGURA 3.18: Gráfico de frequência com a adição de amortecimento
Fonte: RAO (2000)

Capítulo 4

Isolamento de Vibrações Mecânicas

No presente capítulo será exposta a temática do isolamento de vibrações mecânicas, como forma de sistema de controlo. Assume-se que a vibração é algo indesejável e, como tal, há algo a ser suprimido (Inman, 1994).

Segundo Rivin (2003), o isolamento de vibrações consiste em colocar sistemas auxiliares especiais, chamados isoladores de vibração, entre a fonte de excitação e o objeto a ser protegido, por forma a reduzir a transmissão de excitações indesejadas ao objeto.

Desta forma pode-se aferir que o modo de atuação destes sistemas é no «caminho» entre a fonte e o objeto. Por essa razão são os sistemas mais utilizados, visto que é economicamente menos viável realizar uma intervenção estrutural ou material, quer na fonte da excitação, máquina propulsora, quer na estrutura a isolar, estrutura do navio, ou vice-versa dependendo do que se pretende proteger.

4.1 Tipos de sistemas de isolamento existentes

4.1.1 Sistemas de isolamento passivo

Os sistemas de controlo passivo, conforme figura 4.1, podem ser descritos como sistemas que não necessitam de uma fonte de alimentação externa, pois utilizam o movimento da estrutura, para gerar as forças necessárias ao controlo da mesma. Isto é, as forças são geradas em função da resposta da estrutura no ponto de ligação com o sistema de controlo. Estes tipos de sistemas são constituídos por uma vasta variedade de dispositivos de diferentes formas e materiais, por forma abranger as diferentes situações e sistemas a otimizar.

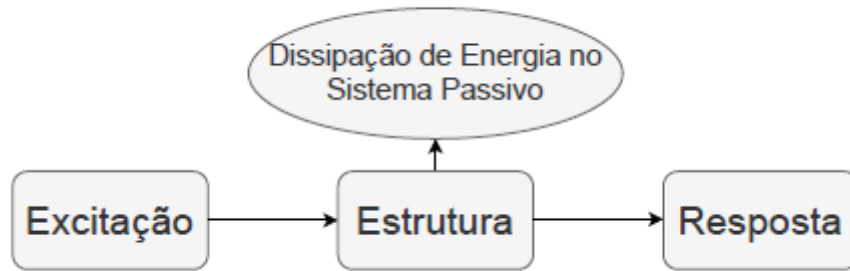


FIGURA 4.1: Sistema de controlo passivo
Fonte: Adaptado de Mahajan e Raijiwala (2011)

O modo de funcionamento deste sistema consiste em absorver uma quantidade significativa de energia fornecida ao sistema ou pelo sistema e, desta forma, reduzir a quantidade e intensidade de vibrações que chegam ao equipamento, ou a estrutura a que o equipamento estiver ligado dependendo do contexto (Palanisamy, 2016).

Alguns dos sistemas passivos mais comuns no mercado podem ser consultados na figura 4.2.



(A) Apoio metálico
Fonte: Caribul (2020)



(B) Apoio em borracha
Fonte: Vibra-Stop (2020)



(C) Apoio combinado de metal e borracha
Fonte: Caribul (2020)



(D) Apoio em cabo metálico
Fonte: Caribul (2020)



(E) Apoio por mola
Fonte: Vibra-Stop (2020)



(F) Apoio combinado por mola e borracha
Fonte: Vibra-Stop (2020)

FIGURA 4.2: Exemplos de sistemas passivos

4.1.2 Sistemas de isolamento ativo:

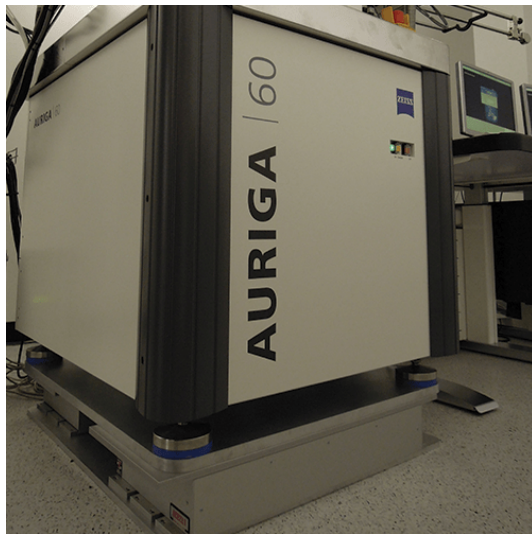
Ao contrario dos sistemas de controlo passivo os sistemas ativos, conforme afigura 4.3, normalmente, requerem uma grande fonte de energia, por forma a conseguir movimentar os seus atuadores, que irão transmitir as forças de controlo a estrutura. As forças de controlo são desenvolvidas com base no *feedback* de sensores que medem a excitação e/ou a resposta da estrutura a excitação. Seguidamente, o controlador do sistema ira calcular, através de algoritmos, a força e intensidade necessária para repor os níveis de vibração dentro dos parâmetros aceitáveis (Palanisamy, 2016).

Neste tipo de sistemas, as forças geradas atuam diretamente no sistema a isolar de modo a contrabalançar com as forças de excitação e reduzir os níveis de vibração (Krzyzynski et al., 2019).

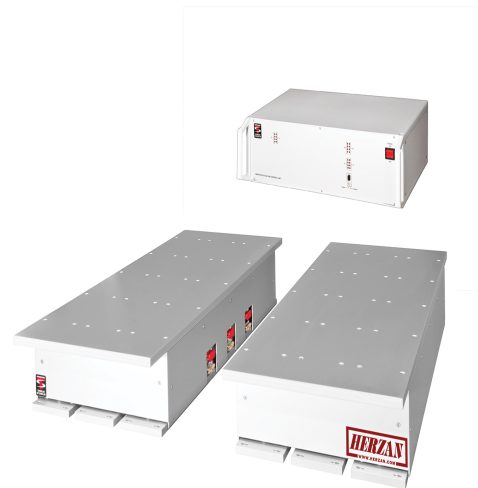


FIGURA 4.3: Sistema de controlo ativo
Fonte: Adaptado de Herzan (2020)

Alguns dos sistemas ativos existentes no mercado podem ser consultados na figura 4.4.



(A) Base de Isolamento Ativo Instalada em Equipamento de Precisão
Fonte: Herzan (2020)



(B) Equipamentos de Isolamento Ativo
Fonte: Herzan (2020)

FIGURA 4.4: Exemplos de sistemas ativos

4.1.3 Sistemas de isolamento semi-ativo

Os sistema de controlo semi-ativo, como o nome indica, existe uma relação entre o sistema ativo e o sistema passivo, como é possível visualizar na figura 4.5. Normalmente este define-se como uma sistema que requer uma pequena fonte de energia externa, utilizando o movimento da estrutura para desenvolver as forças de controlo e cuja a sua intensidade pode ser ajustada através da fonte de energia externa. À semelhança do sistema de controla ativo, as forças desenvolvidas são afinadas com base na informação recolhida pelos sensores, na excitação e/ou na resposta da estrutura e, por sua vez, são processadas pelo controlador que através de um algoritmo predeterminado define quais os ajustes a executar. Geralmente os sistemas semi-ativos derivam de sistemas passivos que sofreram algumas alterações, permitindo alterar propriedades mecânicas, como o amortecimento e a rigidez (Palanisamy, 2016).



FIGURA 4.5: Sistema de controlo semi-ativo
Fonte: Adaptado de Palanisamy (2016)

A grande diferença entre um sistema ativo e semi-ativo é a utilidade que é dada à fonte de energia e aos atuadores. Os sistemas ativos tem como função gerar uma força diretamente na estrutura que compense a vibração proveniente da excitação, enquanto que nos sistemas semi-ativos, como já referido anteriormente, a fonte de energia e os atuadores têm por função alterar parâmetros da estrutura que se pretende isolar (Krzyzynski et al., 2019).

Na figura 4.6 é possível visualizar duas configurações de sistemas semi-ativos e a sua comparação com o sistema de controlo ativo.

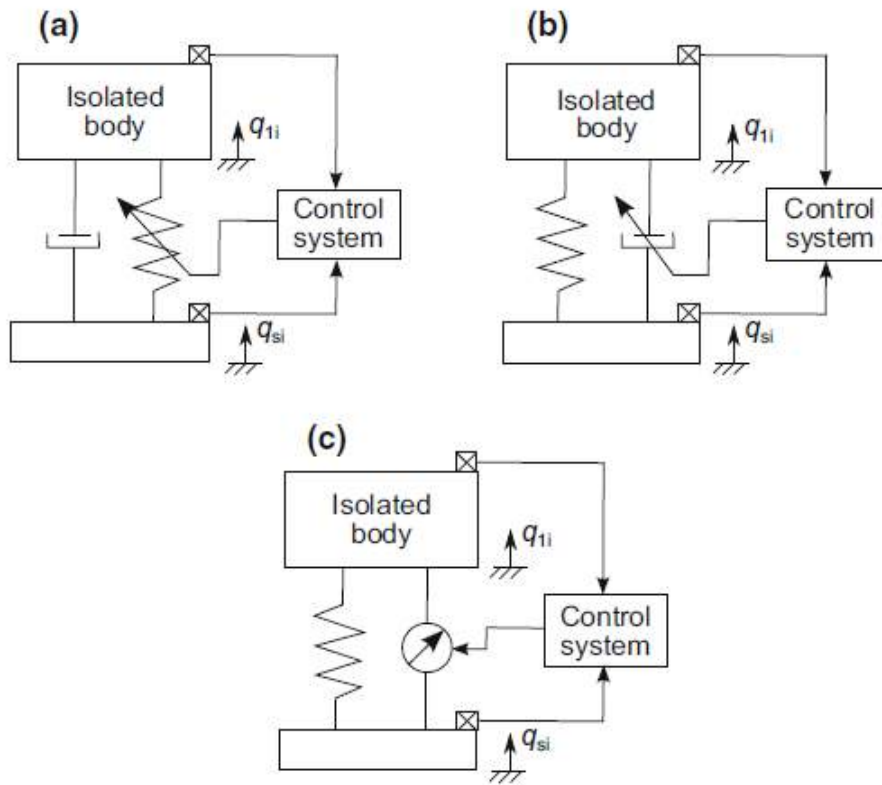


FIGURA 4.6: Comparação entre sistemas ativos e semi-ativos:
 (a) Semi-ativo controle por mola; (b) Semi-ativo controle por amortecedor; (c) Ativo

Fonte: Krzyzynski et al. (2019)

Apesar de existirem registos deste tipo de sistemas, não foram encontrados registo de produção ou aplicação deste sistemas semi-ativo. Isto pode dever-se ao facto deste sistema ser bastante complexo, o que pode tornar o seu custo-benefício demasiado elevado. Deste modo, os sistemas passivos e ativos são bastante eficazes e, possivelmente, com um custo menos elevado.

4.1.4 Sistemas de isolamento híbrido

Os sistemas de controle híbrido, exposto na figura 4.7, consistem em dispositivos passivos e ativos combinados ou dispositivos passivos e semi-ativos combinados. O uso combinado de controle ativo e passivo ou híbrido pode aliviar algumas das limitações existentes para o sistema passivo ou o sistema ativo operando isoladamente, levando a um sistema de proteção eficaz.

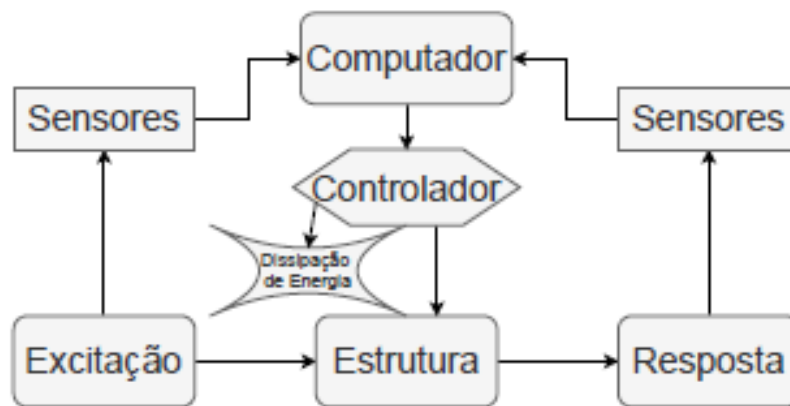


FIGURA 4.7: Sistema de controlo híbrido
Fonte: Adaptado de Palanisamy (2016)

Não foram encontrados sistemas híbridos nos equipamentos no mercado com essa designação ou que operem segundo o mesmo princípio de funcionamento. Possivelmente, está-se perante uma relação de custo-benefício demasiado elevado para ser produzido e aplicado.

No âmbito desta dissertação de mestrado apenas será abordado o isolamento passivos ou TMD, pois este é o sistema atualmente utilizado nos navios da Marinha Portuguesa e também o mais comum na indústria, por ser o mais simples e economicamente mais viável.

Capítulo 5

Projeto e modelação de um absorsor de vibrações

5.1 Descrição do problema

A conceção que conduziu ao projeto e construção de um Absorisor de vibrações, consistiu em demonstrar a importância do conhecimento da absorção de vibrações e as vantagens da sua aplicação. Sendo que este deveria apresentar uma construção simples e exequível, utilizando apenas ferramentas comuns e materiais disponíveis no mercado local, tendo em conta a situação que o país enfrenta. A estrutura a construir necessitaria de apresentar uma primeira frequência natural bastante baixa, por forma a ser facilmente excitada, e, adicionalmente, o efeito do absorsor pode ser facilmente perceptível a olho nu, até mesmo por indivíduos inexperientes nesta temática.

Como tal, o único absorsor que seria possível construir, tendo em conta os constrangimentos, seria um absorsor passivo ou *Total Mass Damper* (TMD). Posto isto, é importante salientar alguns dos TMDs já estudados e, posteriormente, determinar que mais se adequa à problemática em questão.

5.2 Seleção da tipologia e projeto do absorsor

Segundo Tophoj, Grathwol e Hansen (2018), os exemplos mais comuns tidos com objeto de estudo são:

- TMD - Massa e mola simples;
 - Ver figura 3.1a
- TMD - Massa e mola desalinhada;
- TMD - Pêndulo;
- TMD - Pêndulo Rígido;
- LMD (*Liquid Mass Damper*) - Simples;
- LMD - Por coluna de liquido;

- TMD - Massa e mola imersa.

Ver ilustrações da figura 5.1

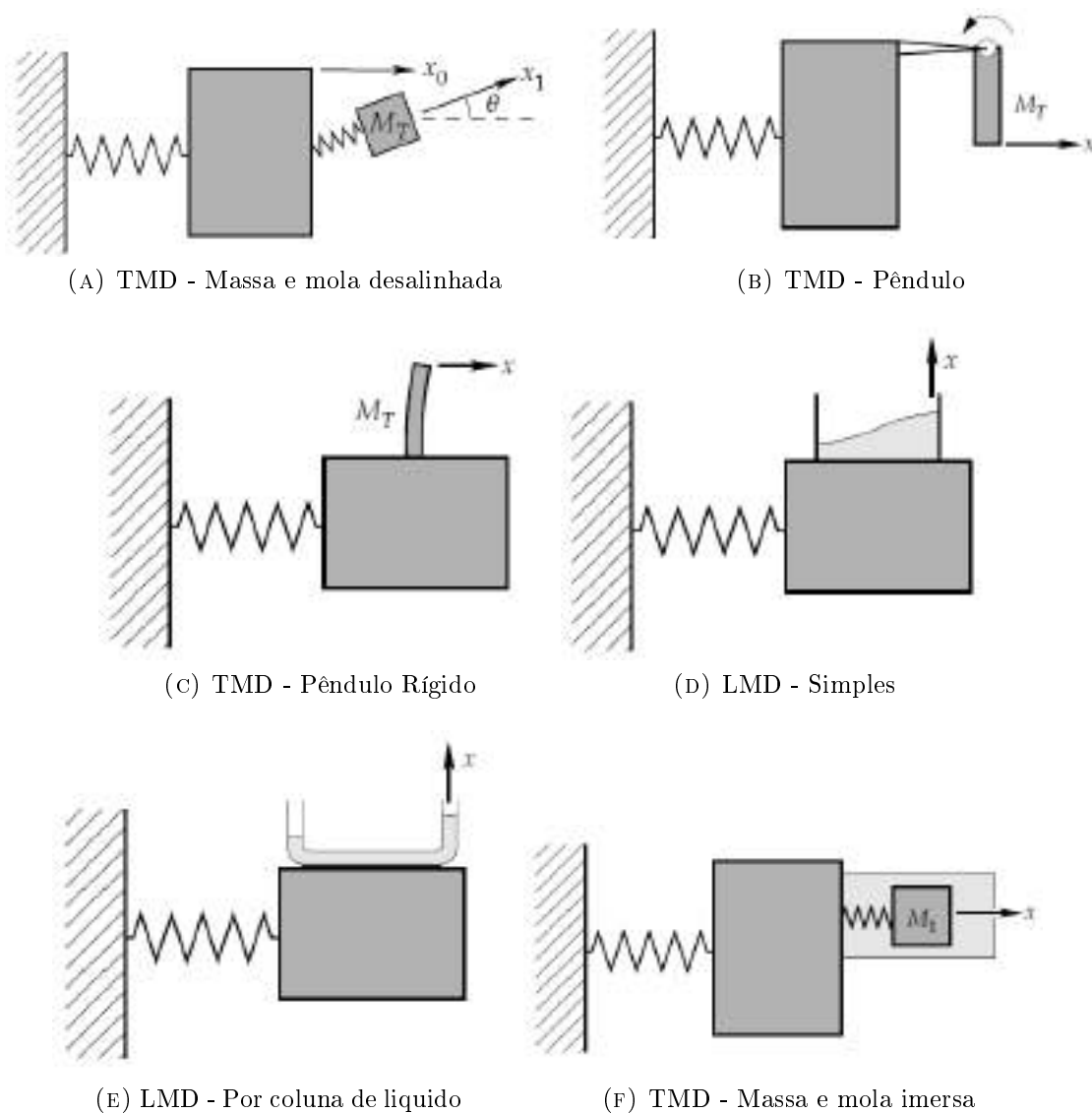


FIGURA 5.1: Configurações mais comuns de um TDM
Fonte: Adaptado de Tophoj, Grathwol e Hansen (2018)

Importa analisar as diferentes tipologias de TMDs e as que seriam possíveis de executar. Tendo em conta todos os constrangimentos seriam o pêndulo e o absorvor massa-mola.

Após a investigação, verificou-se que existiam diversos modelos didáticos de absorvores do tipo pêndulo e, consideravelmente, menos do tipo massa-mola. No entanto, quando visualizados ambos os modelos a serem excitados (Solutions, 2018), a reação do modelo massa-mola é bastante mais perceptível.

Tendo em conta que um dos objetivos da construção do nosso modelo seria que a sua ação fosse bastante notória, para facilitar a sua compreensão, o modelo escolhido para o projeto foi o absorvedor massa-mola e seguirá um projeto semelhante ao modelo didático da Solutions (2018). Assim, atingiu-se o que seria o esboço inicial do absorvedor a construir, ver figura 5.2.



FIGURA 5.2: Esboço inicial do modelo de absorvedor de vibrações
1 - Haste; 2 - Massa ligante; 3 - Massa do absorvedor; 4 - Mola

5.3 Seleção dos materiais

Relativamente aos materiais necessários, e analisando o esquema da figura 5.2, foi necessário selecionar materiais para os respetivos elementos do modelo didático que se pretende construir, a estrutura, as hastes e a massa ligante, o absorvedor, a massa e as molas.

- Hastes(1);

Observados os materiais disponíveis para o tipo de estrutura pretendida, constatou-se que existem três variedades no mercado local, nomeadamente «PVC», «Alumínio» e «Aço frio ou quente», (designação utilizada pelo revendedor) (Leroy, 2020). Contactou-se o revendedor, numa tentativa de apurar quais as ligas utilizadas na produção dos respetivos perfis. Contudo, o revendedor não possuía mais informações para além das que já estariam no *website*, fornecendo apenas um e-mail do produtor, uma empresa internacional, do qual nunca foi obtida resposta.

Através do software *Solidworks* verificou-se que com o perfil em «Alumínio»(1000x30x2), figura 5.3, seria possível construir uma estrutura de dimensões aceitáveis, e com o primeiro modo de vibração dentro da gama de frequências pretendidas, principalmente devido às propriedades mecânicas do material, mas também às dimensões do perfil selecionado. Pelo que já foi referido, e acrescentando o facto de este material ser facilmente manuseado, utilizando ferramentas acessíveis, concluiu-se que seria o mais adequado às necessidades do projeto.



FIGURA 5.3: Perfil de alumínio - *Leroy Merlin*

- Massa ligante(2);

Com base no estudo efetuado no *Solidworks*, figura 5.4, verificou-se ainda que pequenas massas colocadas numa posição elevada da estrutura influenciam bastante as frequências naturais da mesma, posto isto optou-se pela utilização de um paralelepípedo (100x30x20) em madeira de Pinho com uma massa de 35 [g] como elemento de ligação entre os dois perfis, como sugere a figura 5.2. É conveniente que massa seja leve, uma vez que o absorvor já contém uma massa considerável, que não pode ser alterada. Isto poderá significar um aumento da frequência natural e, por sua vez, ficaria fora dos limites aceitáveis, temática que será aprofundado no decorrer do capítulo (ver figura 5.5).

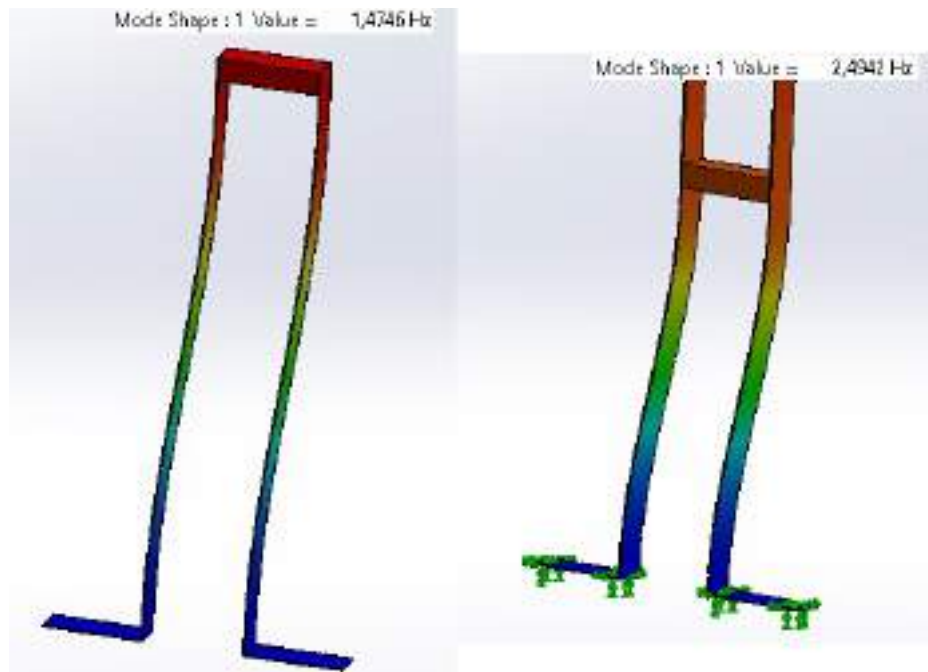


FIGURA 5.4: Influência da massa com a Altura

- Massa absorvor(3);

A massa do absorvor foi obtida a partir de uma barra de «aço» não selecionada, com diâmetro de 32 [mm] e o comprimento determinou-se, tendo em conta a massa necessária para que o absorvor apresente a frequência pretendida, ou seja, a mesma frequência da estrutura completa. No decorrer desta tese quando for referido a estrutura completa subentende-se o conjunto estrutura mais o absorvor, visto que se trata de uma estrutura pequena e pouco robusta, a adição do absorvor vai condicionar muito a frequência natural da mesma, o que deve ser tido em conta na projeto do absorvor, conforme figura 5.5.

- Molas(4).

Relativamente às molas aplicadas no absorvor, de entre a diversidade existente no mercado local (Leroy, 2020) apenas um tipo dispunha dos parâmetros necessários para ser incluído neste projeto, dimensões e elasticidade, figura 5.5.

Como as mesmas não foram adquiridas a partir de fornecedor de material específico de controlo de vibrações, não possuíam qual quer tipo de informação relativa às propriedades mecânicas, nomeadamente, o valor da constante de elasticidade k . Sendo que é indispensável conhecer este valor para estimar a frequência natural do absorvor, foi construída uma pequena estrutura, figura 5.6, e através da qual foi realizada um pequeno ensaio experimental para obter a elasticidade das molas.

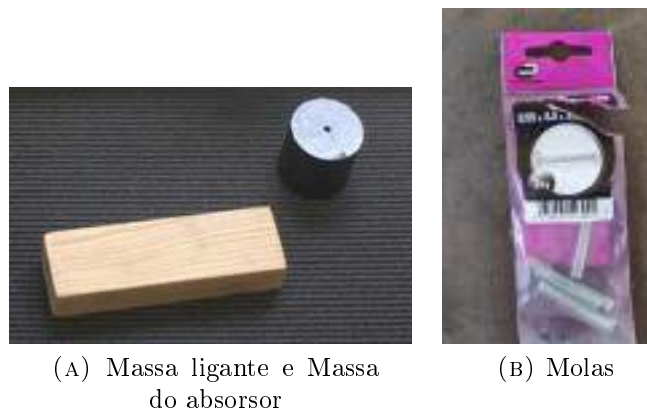


FIGURA 5.5: Restantes elementos da estrutura

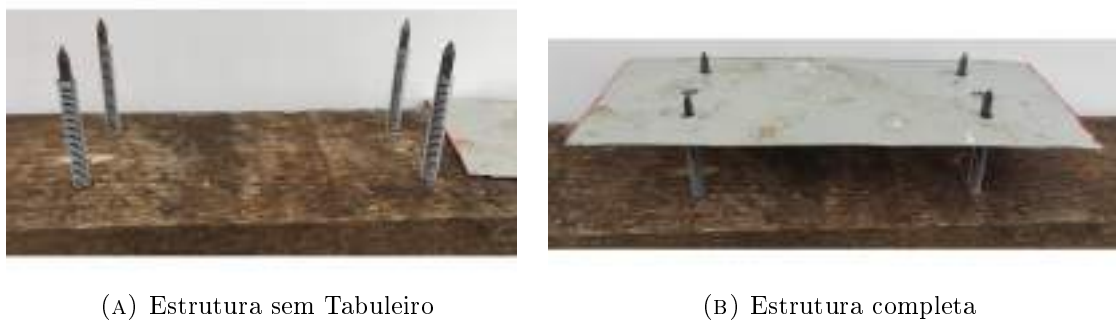


FIGURA 5.6: Estrutura para medição da deflexão das molas

5.4 Determinação da frequência natural do absorvor

Com já referido, não é possível determinar a frequência natural do absorvor sem conhecermos a elasticidade das molas. Como tal, conduziu-se um ensaio experimental que consistiu em colocar diferentes massas no centro de área do tabuleiro superior da estrutura, construída para este efeito, e medir as respetivas deflexões das molas, figuras 5.7. Este processo se repetiu para 3 massas diferentes.



FIGURA 5.7: Medição experimental da defeção das Molas

Depois dos dados recolhidos, considerando a aceleração da gravidade g igual a $9.8 [m/s^2]$ e tendo em conta que no ensaio realizado as molas apresentam uma configuração em paralelo, foi traçado o gráfico que relaciona a força e a respetiva deflexão provocada. Seguidamente, utilizando o *Excel*, obteve-se a regressão linear que melhor aproximava os três pontos, gráfico da figura 5.8, sendo que o declive da reta representa o valor estimado do $k_{eq} = 938 [N/m]$ do ensaio.



FIGURA 5.8: Regressão linear cálculo do k_{eq}

Tendo em conta que no ensaio realizado as molas apresentam uma configuração em paralelo, obteve-se o valor da elasticidade de cada mola k_{mola} de 234.5 [N/m] aplicando a respetiva fórmula 5.1.

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 \quad (5.1)$$

sendo que

$$k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = k_{mola} \quad (5.2)$$

então

$$k_{mola} = \frac{k_{eq}}{4} = 234.5 \text{ [N/m]} \quad (5.3)$$

Conhecido o valor da rigidez das molas iniciou-se o estudo da frequência natural do absorvor. As molas utilizadas no mesmo apresentam uma configuração em paralelo, obtendo-se, assim, a rigidez do absorvor.

$$k_a = 2k_{mola} = 469 \text{ [N/m]} \quad (5.4)$$

Obtido o valor do k_a e através da fórmula 5.5 da frequência natural de um sistema de 1 grau de liberdade, pode-se estimar a massa necessária para que o absorvor tenha a frequência natural esperada. Para este efeito foi elaborado um *Excel* com as diferentes massas e correspondentes frequências naturais, ver figura 5.9.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.5)$$

		$K_a = 459(N/m)$	
$K_1 (N/m)$	234,5	Massa	ω_n (rad/s)
$K_2 (N/m)$	234,5		f_n (Hz)
		0,01	216,5640783
		0,02	153,1339283
		0,06	88,41191473
		0,13	60,06406836
		0,15	55,91660457
		0,18	51,04464277
		0,2	48,42520005
$K_a (N/m)$	469		7,707109958

FIGURA 5.9: Primeira análise da frequência natural do absorvor

Pela figura 5.9, conclui-se que quanto maior for a massa do absorvor, menor será a frequência e desta forma seria fácil, em teoria, atingir qualquer frequência pela adição ou remoção da massa. No entanto, como já foi referido anteriormente, para a massa em madeira, também o absorvor não deve apresentar uma massa muito elevada devido à posição onde irá ser aplicado.

Considerando todos estes fatores, conclui-se que a massa que melhor beneficiaria o projeto seria uma massa com 200 [g]. Esta massa representaria uma frequência natural de cerca de 7.7 [Hz]. Esta é uma frequência baixa suficiente para que o efeito do absorvor possa ser perceptível à vista humana, e o impacto da massa do absorvor na frequência da estrutura é razoável e admissível, considerando os estudos efetuados recorrendo ao software *SolidWorks*.

5.5 Determinação da frequência natural da estrutura completa

Nesta fase do projeto tornou-se necessário aproximar os modelos e estudos feitos no *SolidWorks* à realidade, ou seja, até este ponto todos os estudos realizados para a seleção dos materiais foram realizados com auxílio da base de dados de materiais do *software*. No entanto, quanto se pretende determinar com exatidão a frequência natural da estrutura devem ser utilizadas as propriedades reais dos materiais.

Tendo em conta que alguns destes materiais, o autor já possuía na sua habitação e os restantes foram adquiridas de um revendedor que como já foi referido. Contudo, não possuía qualquer tipo de informação relativamente às ligas utilizadas ou às propriedades mecânicas destes elementos. Desta forma, foi necessário, à semelhança das molas, descobrir as propriedades necessárias para o *software* e efetuar o cálculo da frequência natural do modelo. No caso do *SolidWorks*, as propriedades

necessárias são a densidade e o módulo de *Young*, ou módulo de elasticidade, de todos os elementos que pretendamos modelar.

5.5.1 Cálculo das Densidades

Para calcular as densidades dos elementos, foi utilizada a ferramenta *Evaluate* do *SolidWorks* para o cálculo dos volumes e para as massas foi utilizada uma balança analógica, sendo que nos elementos adquiridos foi utilizado o valor do revendedor por ser mais exato e, por sua vez, diminuiu-se o erro de incerteza. Os valores foram introduzidos numa folha de cálculo *Excel* e, desta forma, foram calculadas as respetivas densidades. Ver figura 5.10 e equação 5.6 em que ρ representa a densidade, m a massa e v o volume.

Note-se que para o cálculo da densidade do absorvor foi considerada uma massa de 210 [g], que comporta a massa do absorvor 200 [g] e as restantes 10 [g] é a massa das duas molas e do pequeno veio que servirá de apoio para a massa do absorvor. O propósito desta conceção tem a ver com estudos realizados no *SolidWorks*, em que se pretende estudar a frequência natural da estrutura completa considerando que o absorvor não está a funcionar. Como tal, representou-se o absorvor como sendo um paralelepípedo com as dimensões (100x30x36) pelo 32 [mm] do diâmetro da massa do absorvor e mais 4 [mm], que foi a folga considerada para a massa do absorvor se mover livremente sem tocar na massa ligante imediatamente em baixo, como sugere a imagem 5.2 do esboço do absorvor.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (5.6)$$

Haste	m (perfil) (kg)	V (perfil) (m ³)	ρ
	0,157	6,00E-05	2616,667
Absorvor	m (perfil) (kg)	V (perfil) (m ³)	ρ
	0,21	0,000108	1944,444
Massa Madeira	m (madeira) (kg)	V (madeira) (m ³)	ρ
	0,055	0,00006	916,6667

FIGURA 5.10: Cálculo das densidades

5.5.2 Cálculo do módulo de *Young*

Numa estrutura, como a que pretendemos construir, o módulo de *Young* das hastes da estrutura influencia drasticamente a frequência natural da mesma, visto

que é o único elemento a sofrer deformação considerável, permitindo a oscilação da estrutura. A massa ligante e o absorvor têm influência na frequência da estrutura, contudo deve-se, especialmente, ao valor da massa dos mesmos e à sua posição.

5.5.2.1 Cálculo experimental do módulo de *Young* das hastes

À semelhança do que foi feito para obter o k_{mola} , também para obter o módulo de *Young* das hastes, E_{haste} , houve a necessidade de construir uma pequena estrutura, figura 5.12, para medir a deflexão da viga. Para o cálculo deste valor utilizou-se a fórmula da deflexão da viga presente no Construction (2005), que representa de forma mais adequada a experiência realizada, ver figura 5.11.

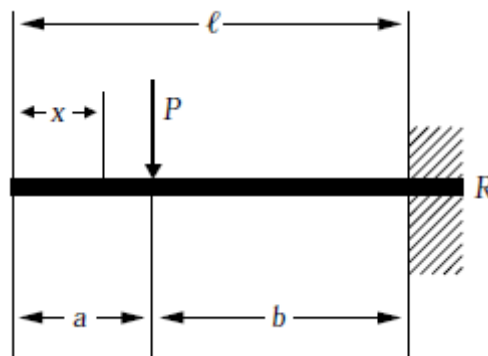


FIGURA 5.11: Esquema da viga encastada quando a força não é aplicada na extremidade

Fonte: Construction (2005)



FIGURA 5.12: Medição experimental da deflexão da viga

$$\Delta x = \frac{P \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3L - b) \quad (5.7)$$

Sendo que Δx representa a deflexão da viga, P a força aplicada na viga, E o módulo de *Young* do material, b a distância entre a força e o encastramento, a a distância da força ao fim da viga, L o comprimento da viga e, por último, o momento de área da viga, I .

Segundo Inman (1994) I é calculado pela equação 5.8, ver figura 5.13.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = 2 \cdot 10^{-11} [m^4] \quad (5.8)$$

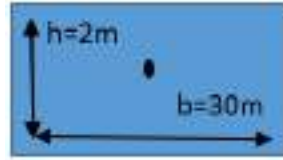


FIGURA 5.13: Área do perfil das hastes

Manipulando a fórmula 5.7, temos que

$$E = \frac{P \cdot b^2}{6 \cdot \Delta x \cdot I} \cdot (3L - b) \quad (5.9)$$

substituindo

$$\frac{P}{\Delta x} = k_{viga} \quad (5.10)$$

obtém-se

$$E = \frac{k_{viga} \cdot b^2}{6 \cdot I} \cdot (3L - b) \quad (5.11)$$

Para diminuir o erro no cálculo do módulo de *Young* da viga utilizaram-se três massas diferentes para três deflexões da viga, repetindo-se o mesmo processo para um segundo comprimento da viga, sendo que os valores obtidos desta operação encontram-se na tabela 5.1.

L = 40 (cm)		L = 30 (cm)	
Massa (kg)	Δx (cm)	Massa (kg)	Δx (cm)
0.05	1.15	0.05	0.45
0.19	4.3	0.19	1.85
0.24	5.65	0.24	2.35

(A) Viga L=40cm (B) Viga L=30cm

TABELA 5.1: Deflexão das vigas L=40cm e L=30cm

Com os valores da tabela 5.1, traçou-se o gráfico da regressão linear, obtendo-se o valor do k_{viga} para 30 em 40 [cm], figura 5.14.

A distância ao ponto de aplicação da força é igual a $b = 2.1$ [cm], acabando este valor por ser o ponto onde se posicionou o centro da massa aplicada à viga. Obtidos os valores de todas as incógnitas da fórmula 5.11, utilizou-se uma folha de cálculo *Excel* para calcular o módulo de *Young* do material, figura 5.15, obtendo-se o valor aproximado de $E = 40$ [Gpa]. Tendo em conta que o valor médio do módulo de *Young* do alumínio varia entre os 69 a 70 [Gpa], conclui-se que este valor não representa o material das hastes da estrutura do absorvor.

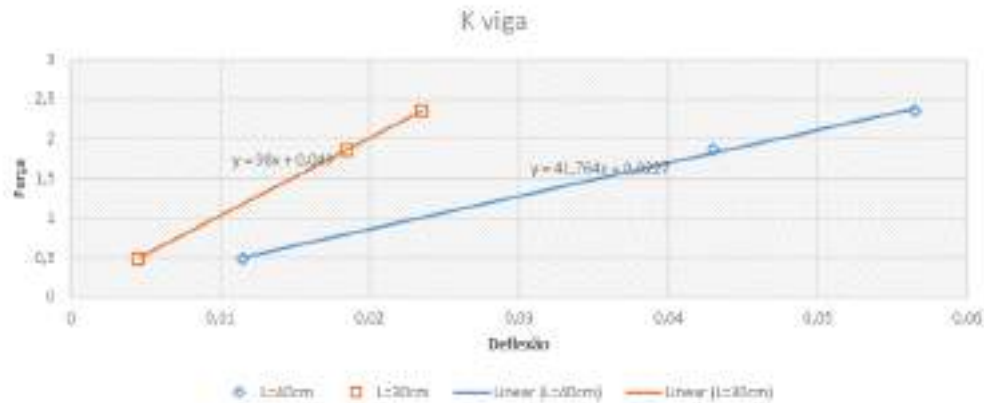


FIGURA 5.14: Regressão linear do k_{viga}

L=40cm					
Massa (kg)	x (cm)	Força (N)	dx (cm)	K (N/m)	E (Pa)
0	30,35	0	(-)		
0,05	31,5	0,49	1,15	41,764	4,1043E+10
0,19	34,65	1,862	4,3		
0,24	36	2,352	5,65		

L=30cm					
Massa (kg)	x (cm)	Força (N)	dx (cm)	K (N/m)	E (Pa)
0	30,2	0	(-)		
0,05	30,65	0,49	0,45	98	3,9477E+10
0,19	32,05	1,862	1,85		
0,24	32,55	2,352	2,35		

E (med)	4,0260E+10
---------	------------

FIGURA 5.15: Cálculo do módulo de *Young* da viga

5.5.2.2 Análise do processo realizado e consideração de possíveis erros cometidos

Como já foi referido, obteve-se um valor experimental para o módulo de *Young* das hastes bastante desviado do que seria esperado, como tal foram consideradas três situações como possíveis responsáveis pelo valor obtido, nomeadamente:

- A incerteza nas medições, seja nos comprimentos e nas massas calculadas;
- A haste não ser constituída por alumínio, mas sim por uma liga que na sua composição comporte alumínio e com um módulo de *Young* perto do obtido anteriormente;
- E por último, o encastramento realizado na medição experimental que tem bastante influência na deflexão que a viga apresenta.

5.5.2.3 Cálculo do módulo de *Young* máximo e mínimo considerando os erros de incerteza

Para procedermos à análise dos erros de incerteza nas medições, devemos compreender como é que estes erros surgem e qual a sua dimensão. Depois, pode-se avaliar qual a sua influência no projeto.

- Nas medições de distâncias e tamanhos foi utilizada uma fita métrica e uma régua, sendo que em ambas a menor divisão da sua escala é de 1 [mm], apresentando então um erro de incerteza de ± 0.5 [mm].

- No que diz respeito às massas, foi utilizada uma balança de pratos analógica, em que a menor divisão da escala é de 10 [g], apresentando então um erro de incerteza de ± 5 [g].
- Nas medidas que dizem respeito às dimensões do perfil, largura e espessura (30x2) [mm], respetivamente, são dimensões de fábrica efetuadas por máquina com valores de erro muito inferiores aos cometidos quando as medições são efetuadas manualmente com a régua. Contudo, como não sabemos exatamente o valor desse erro considerou-se metade do valor do erro cometido com a régua, ou seja ± 0.25 [mm].

Por análise direta da equação 5.11, conclui-se que quando as incógnitas presentes no numerador e a incógnita L apresentarem um valor de erro máximo positivo, e todas as restantes um valor de erro máximo negativo está-se a maximizar o valor do módulo de *Young*, sendo que na situação inversa iremos obter o valor mínimo deste parâmetro.

Contudo no caso do k_{viga} como é obtido a partir da regressão linear obtida a partir dos valores da tabela 5.1, onde as deflexões foram medidas experimentalmente assim como as massas utilizadas, não é possível dizer por observação da fórmula qual o valor máximo e mínimo que poderá resultar das várias regressões lineares possíveis.

A solução encontrada passou pela elaboração de um pequeno programa em *MATLAB*, onde foram introduzidas as medições das deflexões e das massas utilizadas, assim como os erros possíveis de serem cometidos em cada uma das variáveis e, através de um ciclo *for*, o programa calcula todas as combinações possíveis. Por ultimo foi usada a função *polyfit* do *MATLAB*, que retorna o valor do declive das 64 regressões lineares calculadas, correspondentes aos valores de k_{viga} , sendo que o programa ainda compara os 64 valores e retorna para o utilizador o valor máximo e valor mínimo do k_{viga} , ver apêndice C.

Na tabela 5.2 encontram-se os valores calculados pelo programa supra referido para ambas as vigas, 40 e 30 [cm].

$k_{viga}L = 40$ (cm)		$k_{viga}L = 30$ (cm)	
Max	45.1665 [N/m]	Max	109.7297 [N/m]
Min	38.5047 [N/m]	Min	87.4462 [N/m]

(A) Viga L=40 (cm) (B) Viga L=30 (cm)

TABELA 5.2: $K_{viga}Max$ e $K_{viga}Min$ das vigas

Conhecendo qual o erro máximo possível de ser cometido em todas as incógnitas obteve-se, com o auxílio de uma folha de cálculo *Excel*, ver apêndice D, o valor máximo e mínimo do módulo de *Young*, tendo em conta os erros que poderiam ser cometidos, figura 5.16.

L=40cm	
E (min)	E (max)
2,6138E+10	6,7371E+10

L=30cm	
E (min)	E (max)
2,4262E+10	6,7283E+10

E (méd)	2,5200E+10
E (méd)	6,7327E+10

FIGURA 5.16: Módulo de *Young* máximo e mínimo

Como seria expectável, os valores das duas vigas são muito próximos, visto que o material é o mesmo e os valores finais resultam da média dos valores encontrados para cada uma delas.

No entanto, verifica-se que o módulo de *Young* do alumínio não se encontra dentro deste intervalo de valores, deste modo pode-se concluir que os erros de medições podem influenciar o estudo. Contudo, estes não são os responsáveis pelo valor diminuto obtido para o módulo de *Young* do alumínio, ou pelo menos não na sua totalidade.

5.5.2.4 Análise do alumínio e ligas

Eliminada a primeira teoria, iniciou-se uma pesquisa sobre possíveis ligas de alumínio que apresentassem valores na ordem dos 40 [Gpa].

Analisando algumas informações sobre ligas de alumínio, disponibilizadas por produtores ou revendedores desta área, como Broncesval (2020), Extrusal (2020) e ShockMetais (2020) existem inúmeras ligas de alumínio, percebeu-se que nenhuma apresenta valor de elasticidade ou módulo de *Young* inferior a 69 [Gpa], sendo que algumas das ligas podem chegar aos 74 [Gpa].

Apesar do que já foi referido, ainda não é suficiente para afirmar-se que tais ligas não possam existir, pois certamente existem as que não foram abrangidas pela pesquisa realizada. Contudo, baseado em ABAL (2007) que afirma, «O módulo de elasticidade do alumínio é de 7030 [kg/mm²]. A adição de outros metais não altera este valor consideravelmente, que pode atingir cerca de 7500 [kg/mm²].», pode-se que concluir que a causa do valor baixo do módulo de *Young* obtido experimentalmente não se deve ao facto da composição do metal.

5.5.2.5 Análise da influência do Encastramento

Tendo descartado as duas primeiras teorias, resta a influência do encastramento da viga. Uma das forma de avaliar esta teoria seria reportar a experiência realizada para a deflexão da viga, variar a força aplicada no encastramento e, seguidamente, com os valores obtidos calcular o módulo de *Young* e retirar conclusões. Contudo, para além de este ser um processo bastante demorado, reconstituir esta experiência de forma exata seria bastante improvável, especialmente, porque foi realizada fora de um ambiente laboratorial e sem o auxílio de equipamentos especializados.

A solução encontrada foi reproduzir este estudo no *SolidWorks* representando uma viga com 40 [cm] livres e largura e espessura igual à da viga (30x2) [mm], respetivamente, figura 5.17, e utilizado um material com a densidade da viga e módulo de *Young* de 69 [Gpa], visto que já se constatou não existir alumínio com elasticidade inferior a este valor. O encastramento é feito por duas forças distribuídas, uma em cada face da viga como mostra a figura, foram ainda criadas duas massas que simulam os pesos usados na experiencial real. Os valores obtidos podem ser consultados na figura 5.18.

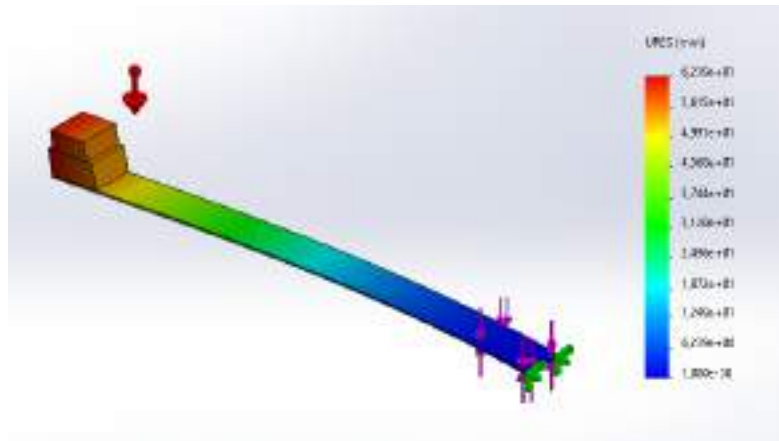


FIGURA 5.17: Encastramento da viga L=40

L=40cm			
F=10000N		F=14000N	
x (mm)	dx (mm)	x (mm)	dx (mm)
5,673	(-)	5,671	(-)
17,34	11,667	18,45	12,779
48	42,327	50,88	45,209
58,89	53,217	62,39	56,719

FIGURA 5.18: Valores obtidos da análise do encastramento

Comparando os valores da deflexão da figura 5.18 com os valores da figura 5.15, correspondente aos valores experimentais, constata-se que os mesmos se situam dentro do intervalo de valores obtidos pelo estudo realizado no *Solidworks*.

O encastramento, quando realizado em software, apresenta valores perfeitos, isto é, os cálculos são efetuados, partindo do pressuposto que o movimento está totalmente constrangido. Contudo, quando se procede a um encastramento utilizando forças (como o exemplo da 5.17), mais próximo da realidade, os valores associados à deflexão da viga poderão apresentar uma variação considerável. Deste modo, o estudo realizado pretende demonstrar que partindo de uma viga de alumínio padrão, pode ser obtidos valores de deflexão que levam a crer estar perante um alumínio com módulo de *Young* bastante inferior.

Conclui-se que o presente modelo justifica os valores obtidos experimentalmente, tendo sido já concluídos anteriormente, este valor fictício e irreal para o tipo de material que foi utilizado. Sendo que será utilizado o valor de 69 [Gpa] para o módulo de *Young* em todos os estudos realizados no *SolidWorks* para a determinação da frequência natural da estrutura.

5.5.3 Frequência da Estrutura Completa

Solucionada a questão a elasticidade das hastes, foram realizados vários estudos com o intuito de igualar à frequência da estrutura a frequência do absorber, alterando a dimensão das hastes visto que era a última dimensão que faltava determinar. Obteve-se a frequência normal de 7.76 [Hz] para uma estrutura com 41 [cm] de altura, figura 5.19, concluindo assim o estudo da frequência da estrutura completa.

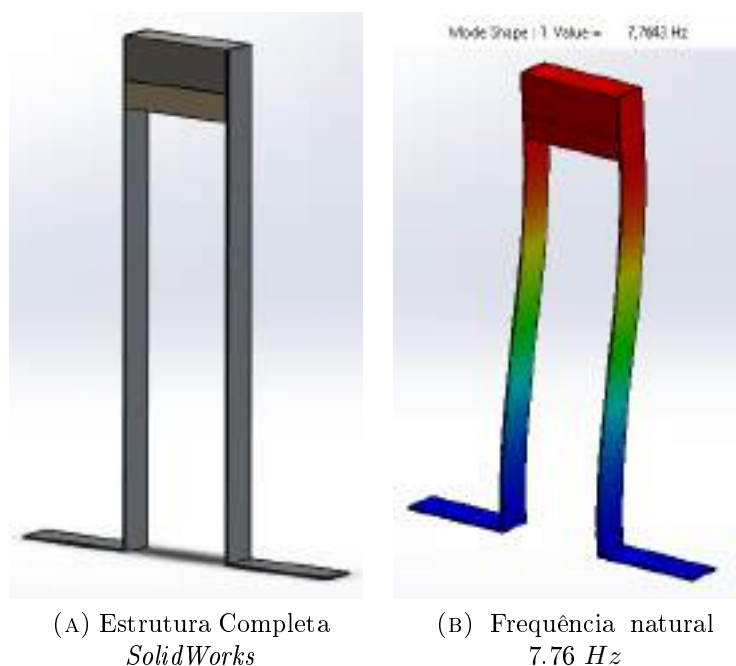


FIGURA 5.19: Estudo da frequência natural da estrutura completa

5.5.4 Modelação da Estrutura Completa em *WorkingModel*

Descoberta a primeira frequência natural da estrutura para a situação de estrutura sem absorvedor ativo, recorreu-se ao *software WorkingModel* para determinar a resposta da estrutura com absorvedor e o efeito do mesmo no espectro de frequências. Optou-se pela utilização deste software pelo facto de permitir a visualização da resposta da estrutura. Ao contrário do *SolidWorks* o *WorkingModel* é um software de modelação em 2D e que utiliza valores de massa, $[Kg]$, em vez da densidade.

Este tipo de modelação considera todos os sólidos como indeformáveis, não considerando o módulo de *Young* dos materiais, desta forma, foi necessário modelar alguns destes sólidos, hastes, para permitir uma correta aproximação à situação real.

Seguindo os modelos de RAO (2000), figura 5.20, dividiu-se a haste em segmentos iguais, no caso em cinco segmentos por causa do comprimento da haste, em que os mesmos foram ligados através de uma mola torsional, que é responsável pela deflexão da viga, consoante o valor do k_t atribuído as mesmas molas. Tendo em conta que o objetivo de qualquer modelação é criar um modelo matemático ao sistema real, seria expectável que fosse definido um k_t das molas torsionais que conferisse uma deflexão da viga semelhante à obtida experimentalmente. Considerando que os valores experimentais foram bastante influenciados pelo encastramento, como já foi provado anteriormente, as hastes foram modeladas para os valores padrão já definidos para a modelação em *SolidWorks*.

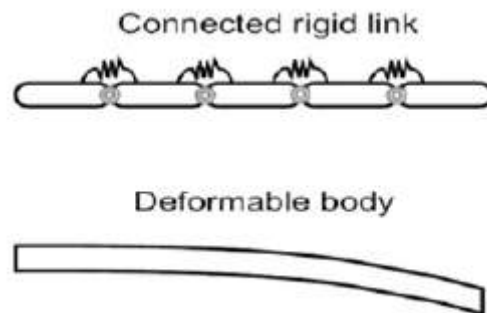


FIGURA 5.20: Modelação da viga
Fonte: Adaptado de RAO (2000)

Para este efeito foi criada uma *part* de uma haste com 41 $[cm]$ e aplicada uma força conhecida na extremidade, figura 5.21a, e através da ferramenta *simulation* obteve-se o valor do deslocamento expectável da haste. Por fim foi aplicada uma força idêntica no modelo em *WorkingModel* e foram atribuídos valores de k_t as molas até o deslocamento ser idêntico ao modelo em *SolidWorks*, figura 5.21b.

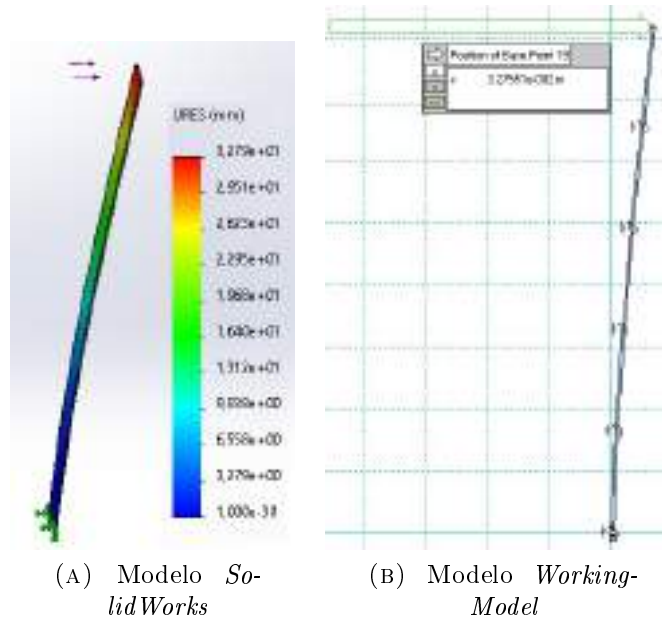


FIGURA 5.21: Modelação das hastes da estrutura

O valor do k_t é igual em todas as molas, visto que numa viga real o material e a elasticidade do mesmo é uniforme em toda a viga. Terminada a modelação das hastes da estrutura que são os elementos que sofrem maior deformação, foram modelados todos os restantes elementos da estrutura quer seja em dimensão como em massa, como demonstra a figura 5.22.

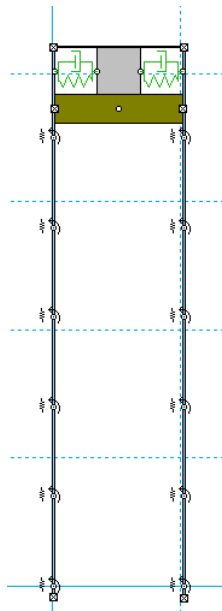


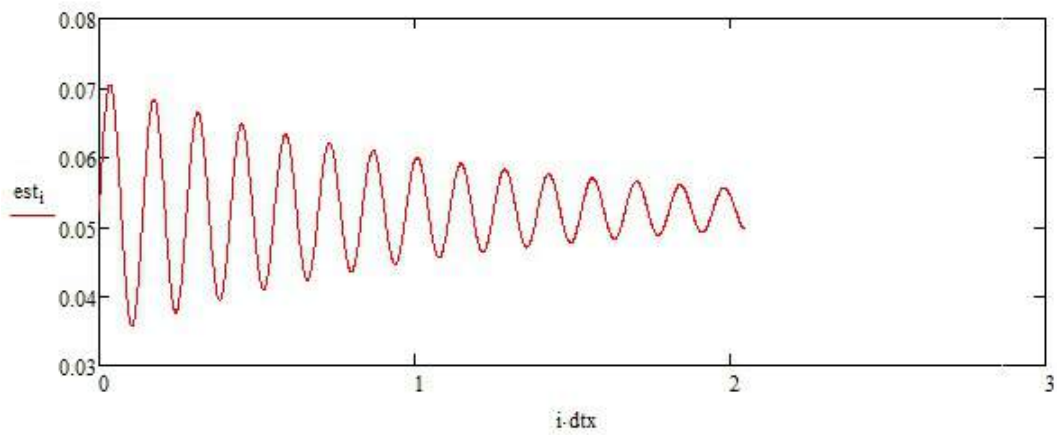
FIGURA 5.22: Modelo da estrutura completa *WorkingModel*

5.5.4.1 Validação da frequência natural da estrutura

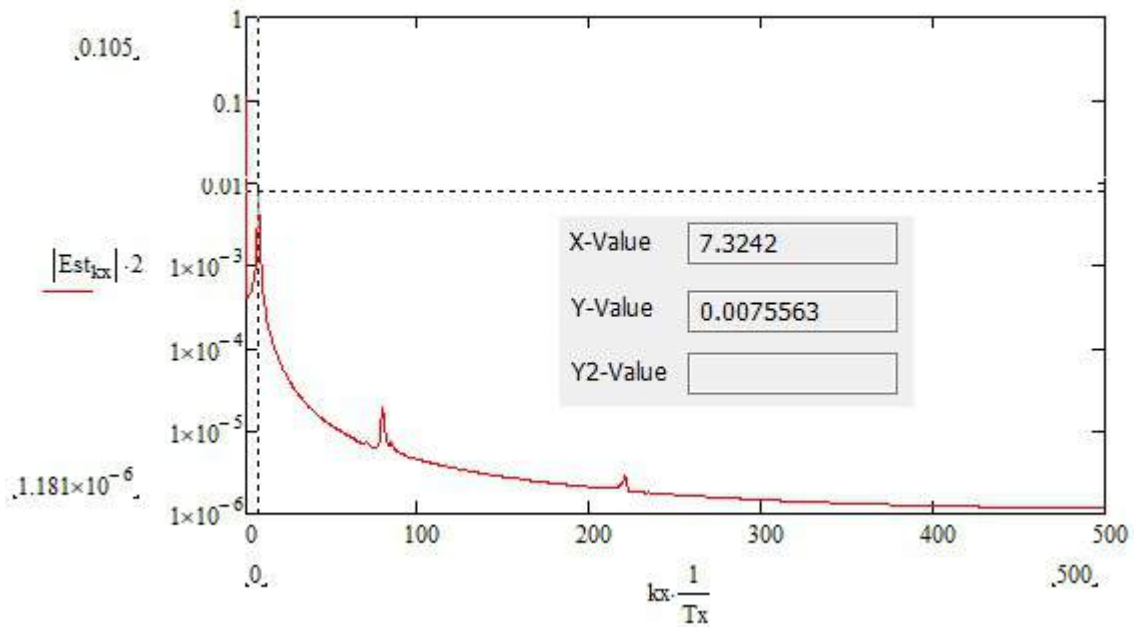
Para saber se a modelação efetuada representa corretamente o sistema pretendido, fixou-se a massa do absorvor para que este não produza qualquer tipo de efeito e atribui-se uma velocidade inicial a estrutura. Por fim foram recolhidos os valores do deslocamento da estrutura ao longo do tempo e através das Transformadas rápidas de *Fourier* (em inglês, *Fast Fourier Transform* (FFT)) obteve-se o espectro de frequências da estrutura modelada, a ferramenta utilizada para realizar estes cálculos foi o software *Mathcad*, ver apêndice E.

Tendo em conta o procedimento descrito em cima foram obtidos dos gráficos, amplitude tempo e amplitude frequência, figuras 5.23a e 5.23b respetivamente. Como se pode verificar existe apenas uma pequena discrepância de $0.44 [Hz]$ entre o modelo *SolidWorks* e *WorkingModel* e que pode ser explicada pelo método de calculo utilizado em cada *software*, visto que o *WorkingModel* é uma ferramenta mais básica e baseia-se nas propriedades físicas dos peças representadas e nas forças aplicadas as mesmas para a realização dos cálculos. No entanto, o *SolidWorks* utiliza as propriedades mecânicas dos materiais e baseia-se no método dos elementos finitos para a realização das modelações.

5.5. Determinação da frequência natural da estrutura completa



(A) Gráfico amplitude tempo sem absorvor

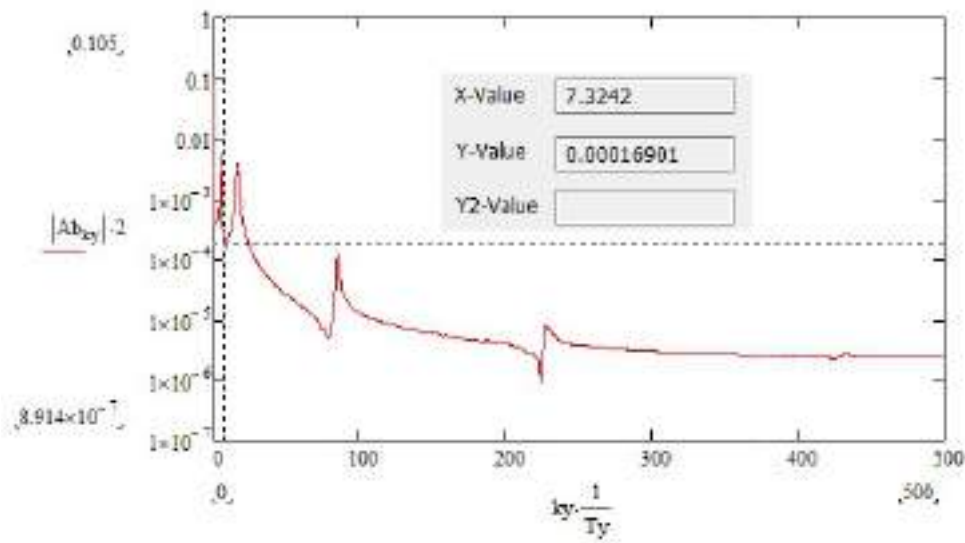


(B) Gráfico amplitude frequência sem absorvor

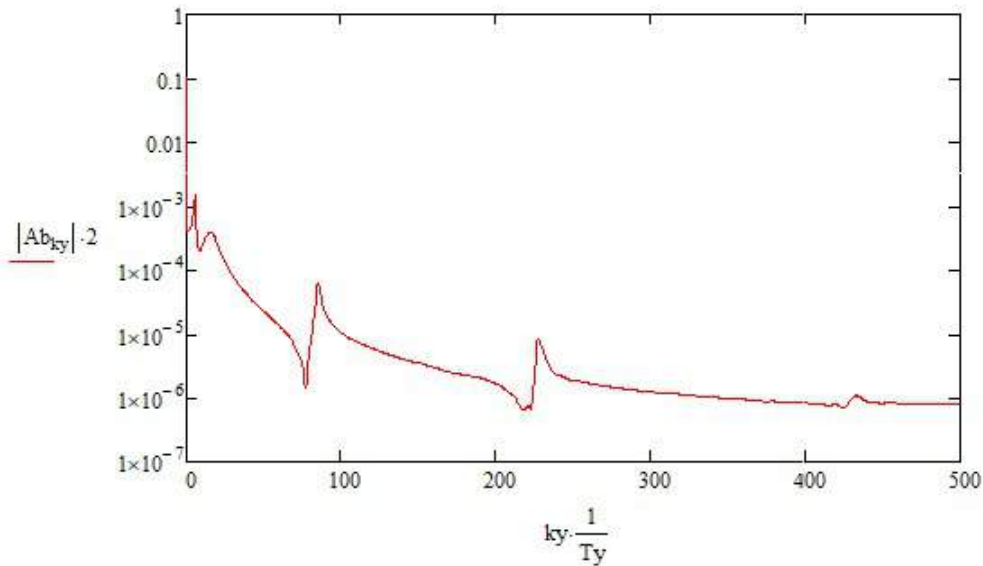
FIGURA 5.23: Resultados *WorkingModel* sem absorvor

Desta forma é possível concluir que o segundo modelo vai de encontro ao primeiro, confirmando assim a veracidade do mesmo. Nesta fase do projeto, resta apenas analisar qual o efeito do absorvor na estrutura e avaliar se a modelação vai de encontro a teoria de absorção de vibrações. Com esse propósito foram realizados dois testes adicionais, o primeiro com o absorvor livre e sem amortecimento e no segundo foi adicionado amortecimento ao absorvor de vibrações, tendo se obtido os respetivos resultados, figuras 5.24a e 5.24b.

Comparando os gráficos suprarreferidos, com os gráficos das figuras 3.1b e 3.18 é possível concluir que o modelo criado respeita a teoria da absorção de vibrações.



(A) Gráfico de frequência da estrutura com absorvor sem amortecimento



(B) Gráfico de frequência da estrutura com absorvor e amortecimento

FIGURA 5.24: Resultados *WorkingModel* com absorvor

O gráfico da figura 5.25 compara a resposta da estrutura completa sem absorvor, (traçado a vermelho), com a resposta da mesma estrutura a operar com um absorvor amortecido (traçado a azul), o que demonstra a importância da utilização de absorvores de vibração.

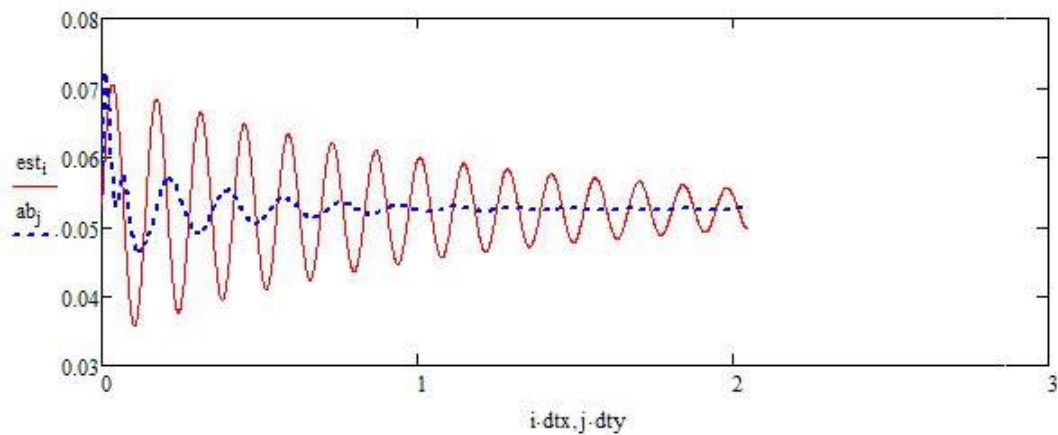


FIGURA 5.25: Resposta sem absorvedor (vermelho) e resposta com absorvedor (azul)

5.5.5 Balanço da frequência máxima e mínima da estrutura e do absorvedor

5.5.5.1 Cálculo da frequência máxima e mínima da estrutura

Antes de dar início à construção de qualquer projeto analisa-se o erro de incerteza e a sua influência nos resultados esperados. A utilização do software *Solidworks*, no presente estudo, permitiu a introdução do erro de incerteza, de forma individual, em cada uma das propriedades dos sistemas. Deste modo, foi possível obter os erros de incerteza que maximizam ou minimizam a frequência da estrutura, conforme a figura 5.26.

		Freq. Min	Freq. MAX
Haste	Altura	+	-
	Largura	-	+
	Espessura	-	+
Absorvedor & Massa	Altura	+	-
	Largura	+	-
	Espessura	+	-
m & Densidade		+	-
K & Mod. Young		-	+

FIGURA 5.26: Estudo das variáveis da estrutura

Baseado nos dados da figura 5.26, foram recriados dois novos modelos da estrutura, sendo que, no primeiro caso, utiliza-se os valores de erro que minimizam a frequência natural da estrutura e, no segundo caso, modela-se a situação inversa. Deste modo, obteve-se a frequência máxima e mínima da estrutura, tendo em conta os erros de incerteza de medição, tal como se pode observar na figura 5.27.

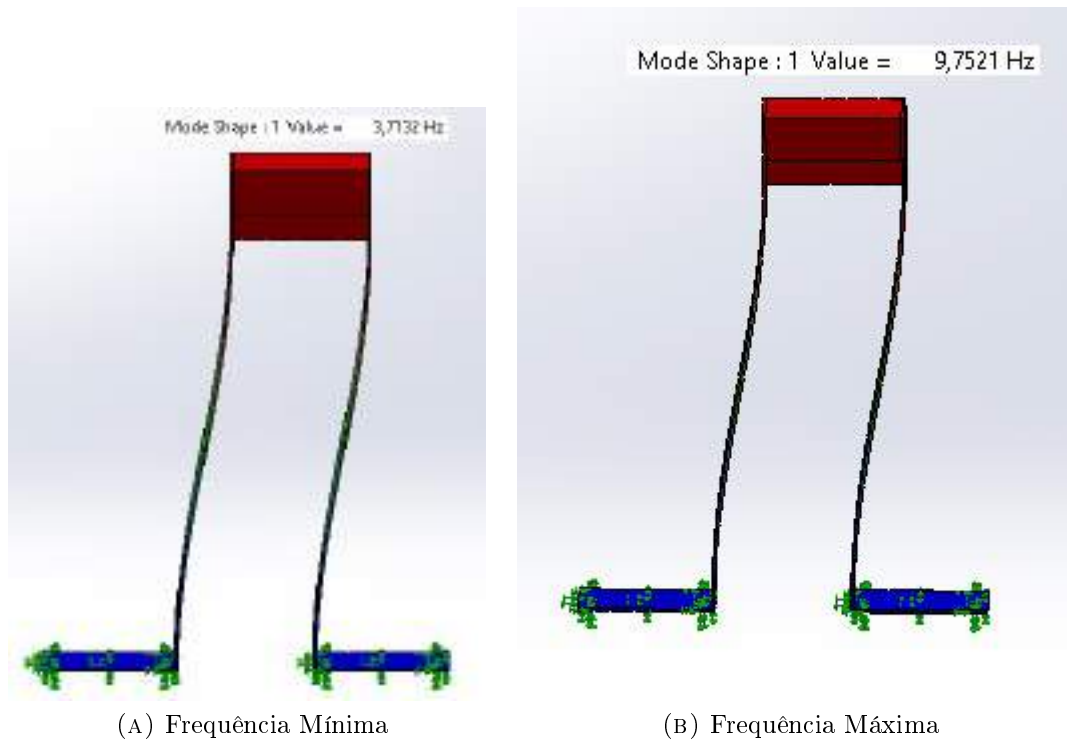


FIGURA 5.27: Modelos da frequência mínima e máxima da estrutura

5.5.5.2 Cálculo da frequência máxima e mínima do absorvor

Em conformidade com o estudo realizado anteriormente para a estrutura, surge a necessidade de perceber o intervalo de valores em que a frequência natural do absorvor oscila. O absorvor por se considerar como um sistema mais simples, o seu intervalo de frequência é calculado analiticamente. No que concerne ao cálculo da constante da mola máxima e mínima utilizou-se o *script Matlab* desenvolvido para a viga encastrada, de acordo com o demonstrado no apêndice F.

Com os valores de rigidez máximos e mínimos da mola, calculou-se a frequência máxima e mínima do absorvor, conforme a figura 5.28.

Do MATLAB		K _{eq(min)} = 312,2326(N/m)		K _{eq(max)} = 840 (N/m)	
K (mm)	156,1163	W _{1,min} (rad)	6,288458827	W _{1,max} (rad)	10,3144192
K (mrad)	0,703	f _{1,min} (Hz)	6,288458827	f _{1,max} (Hz)	10,3144192
K _{eq} (mm)	312,2326				
K _{eq} (mrad)	840				

FIGURA 5.28: Frequência Máxima e Mínima do Absorvor

Capítulo 6

Projeto e Modelação da Mesa Vibratória

A importância de uma bancada de vibrações prende-se com o estudo das vibrações forçadas, sendo que a mesma deve permitir gerar uma perturbação de frequência conhecida e controlável, o que permite induzir no objeto de estudo as frequências alvo e observar a resposta do mesmo.

Tendo em conta a pesquisa realizada, optou-se pela construção de uma bancada de vibrações uniaxial no eixo horizontal por ser a tipologia que mais se adequa ao objeto de estudo. Na figura 6.1 encontra-se o esboço inicial da bancada que se pretende construir.

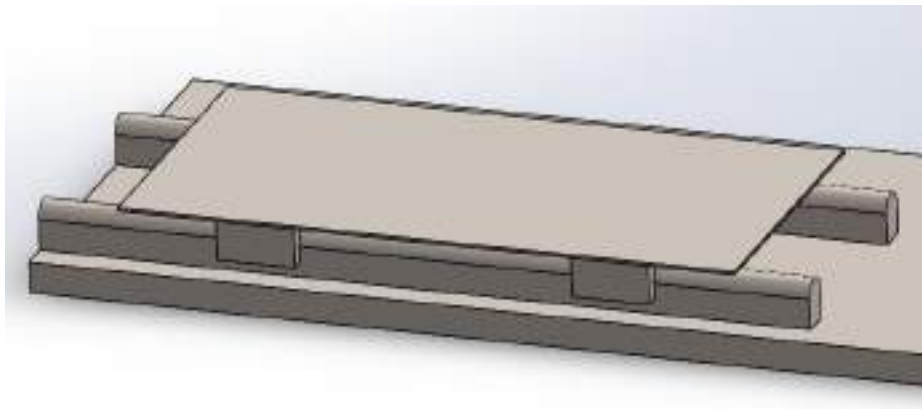


FIGURA 6.1: Esboço inicial da bancada

6.1 Seleção dos Materiais

Realizou-se uma pesquisa por empresas que produzem materiais direcionados a produção de bancadas de testes, e que se adequem a bancada idealizada.

A *Phidgets* possui uma grande variedade de material nesta área, seja ao nível estrutural como em sensores, motores e equipamento de transmissão de movimento, sendo que os seus equipamentos são relativamente simples de serem aplicados permitindo uma certa flexibilidade no que toca a versatilidade da bancada, introduzindo ou retirando aplicativos para os diferentes estudos que pretendamos realizar.

Por essa razão, foi selecionado o material da figura 6.2 para a construção estrutural da bancada.



(A) Barras Estruturais



(B) Trilhos



(c) Apoios



(D) Barra conectora



(E) Conector



(F) Conector angular

FIGURA 6.2: Elementos estruturais da *Phidgets*

Fonte: Phidgets (2020)

6.2 Seleção da Fonte de Energia

Geralmente, para este tipo de bancadas, são aplicados motores elétricos trifásicos para gerar a força mecânica necessária ao funcionamento da bancada. Para este projeto foi utilizado o motor *Type Sk63L/4 da NORD*, figura 6.3, este motor já foi aplicado em várias outras bancadas presentes no Departamento de Engenharia Naval ramo Mecânica com sucesso e o mesmo já existia no Departamento o que diminui os custos do projeto.

No entanto numa bancada de vibrações que tem como propósito gerar perturbações a variadas frequências, o motor responsável pela movimentação da mesma deve conseguir operar a diferentes regimes. Para que isso seja possível é necessário aplicar um variador de frequência entre a fonte de alimentação e o motor elétrico, que irá controlar a corrente que é entregue ao motor que por consequência irá condicionar a frequência de rotação do mesmo.

Neste projeto foi aplicado o variador *SK 500E da NORD*, figura 6.4, que a semelhança do motor já foi utilizada em projetos semelhantes com sucesso e a sua compra também já tinha sido efetuada.



FIGURA 6.3: *NORD Type Sk63L/4*
Fonte: NORD (2020)



FIGURA 6.4: *NORD SK 500E*
Fonte: NORD (2020)

6.3 Seleção do Mecanismo de Transmissão da Energia Mecânica a Mesa

Como já referido, a bancada que se pretende construir neste projeto é uma bancada uniaxial no eixo horizontal e visto que o motor elétrico que foi selecionado gera energia mecânica rotacional, torna-se necessário conceber um mecanismo para transmitir e transformar a energia rotacional do motor em energia unidirecional na mesa de vibrações.

Dois dos sistemas mais utilizados neste tipo de situações é o mecanismo *Scotch Yoke*, figura 6.5 e Biela manivela, figura 6.6. Segundo Shimosaka (2016), o mecanismo biela manivela gera maiores tensões do que o mecanismo *Scotch Yoke* o que se pode refletir na fluidez do movimento da mesa, contudo o estudo revela que a diferença entre os dois sistemas é praticamente nula para sistemas que não operem a frequências elevadas.

Ou seja, independentemente de qual o sistema escolhido o resultado, qualidade do movimento, será basicamente igual. O que acabou por decidir qual dos mecanismos iria ser utilizado prendeu-se com a construção dos mesmos e as restrições que iria implicar no projeto final.

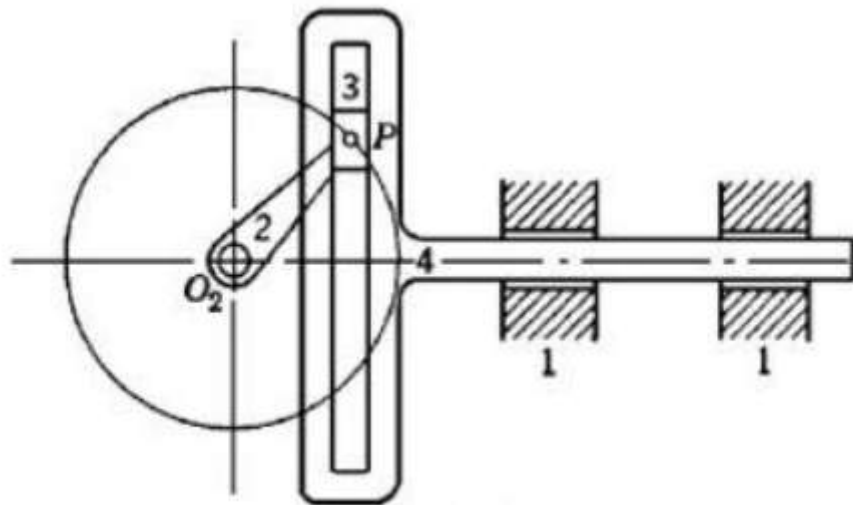


FIGURA 6.5: Mecanismo *Scotch Yoke*
Fonte: Shimosaka (2016)

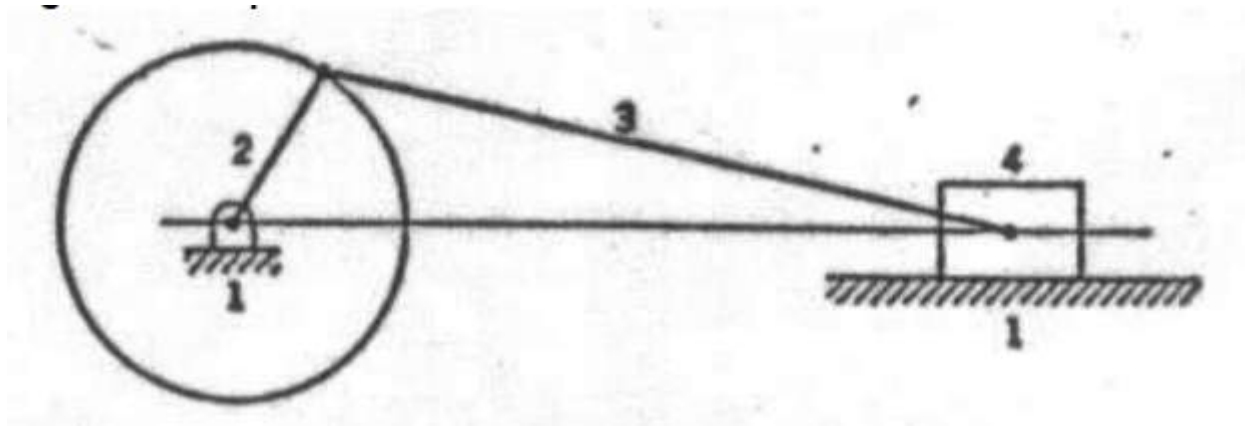


FIGURA 6.6: Mecanismo Biela manivela
Fonte: Shimosaka (2016)

Analisando as figuras 6.7 e 6.8 esboços da bancada com os respectivos sistemas conseguimos perceber que o sistema *Scotch Yoke* só pode ser aplicado com o motor do mesmo lado da bancada, devido ao tamanho do mecanismo na vertical, o que implica que o motor esteja mais afastado da bancada e esta seja mais alongada e necessite de mais elementos estruturais. Adicionando o facto que o mesmo sistema necessita de um limitador vertical para funcionar corretamente, sendo que o atrito entre o sistema e o limitador deve ser mínimo.

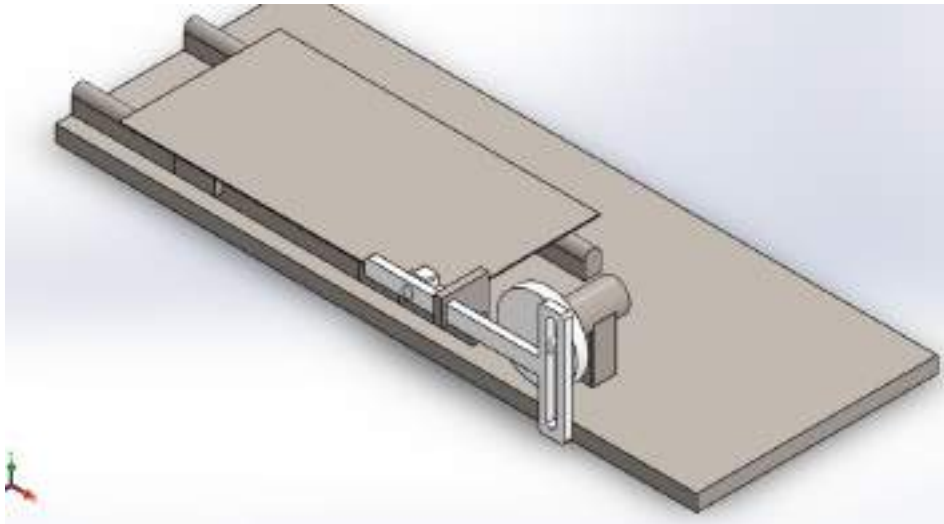


FIGURA 6.7: Bancada com Mecanismo *Scotch Yoke*

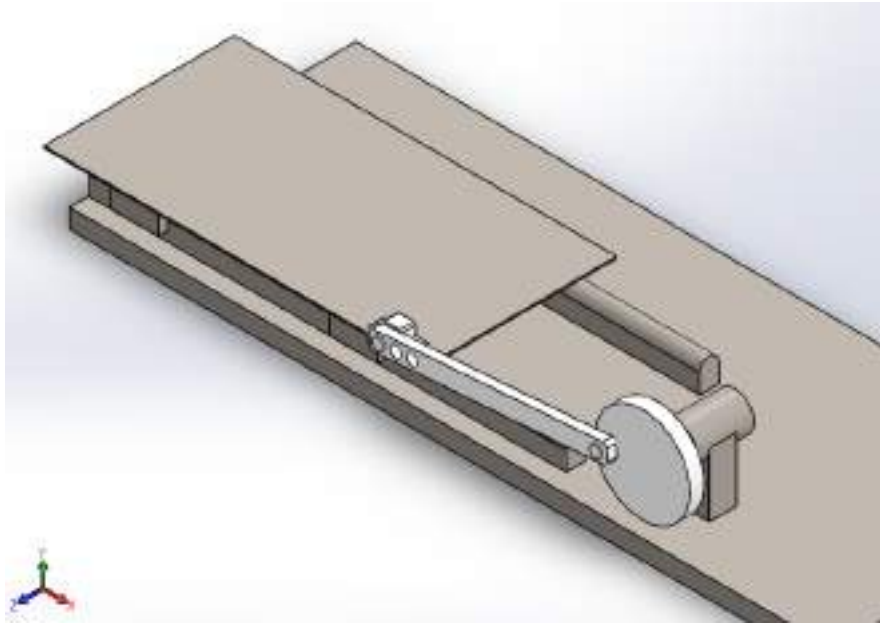


FIGURA 6.8: Bancada com Mecanismo Biela-Manivela

Por outro lado, o sistema de Biela manivela, pode ser aplicado com o motor de frente para a bancada, reduzindo o tamanho da mesma. Outro aspeto que abona a favor deste sistema é a simplicidade dos seus elementos, tanto ao nível estrutural como pela isenção de um limitador do mecanismo.

Em suma, o mecanismo que mais se adequa ao projeto da bancada de vibrações é o mecanismo Biela manivela, sendo que todos os elementos desse mecanismo serão obtidos por impressão 3D utilizando *Polylactic Acid* (PLA).

6.4 Modelação do Sistema Biela Manivela

O sistema biela manivela projetado para esta bancada é constituída por dois elementos, o disco, figura 6.9, que tem a função de manivela e a biela, figura 6.10, o elemento que será conectado a bancada.

O comprimento da biela irá definir o deslocamento da bancada, e o comprimento da biela deve ser ajustado por forma a melhorar a fluidez do movimento e a diminuição das tensões internas do mecanismo.

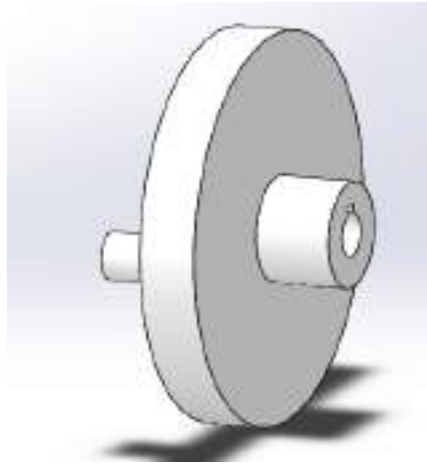


FIGURA 6.9: Disco

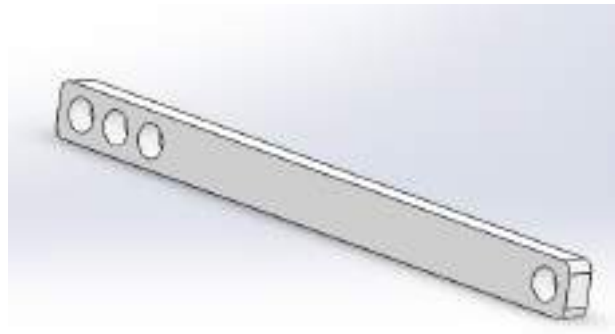


FIGURA 6.10: Biela

No caso do disco, a dimensão do mesmo esta limitada pela altura do veio do motor, e a dimensão do mesmo considera-se a distância entre o veio do motor e o pino onde é conectado a biela. Dito isto, foi admitido uma dimensão de $3,5 [cm]$, o que é um valor de deslocamento considerável e que assegura a excitação da estrutura de absorção que se pretende estudar, assegurando também maior versatilidade da bancada para estudos futuros.

Para determinar o comprimento da biela, foi modelado em *SolidWorks* uma estrutura aproximada a bancada que se pretende construir, 6.8. Através da ferramenta *Motion analyse* modelou-se o movimento da bancada, obtendo-se os valores da posição do centro de área do tabuleiro.

Não esquecendo que antes de se iniciar o estudo devem ser suprimidos os *Fix* que ligam o tabuleiro as calhas, caso contrário o deslocamento vertical será nulo independentemente do comprimento da biela utilizado. O estudo repetiu-se para as três posições da biela, e os valores obtidos foram representados num gráfico *Excel* da figura 6.11.

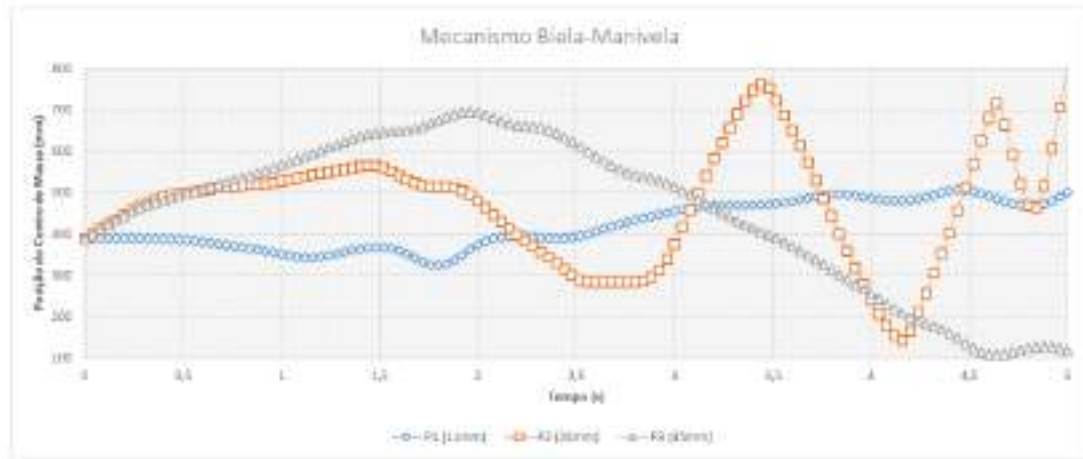


FIGURA 6.11: Comportamento da bancada tendo em conta o cumprimento da biela

Analisando o gráfico suprarreferido conclui-se que a posição da biela que oferece melhores resultados é a primeira posição, ou seja a posição que maximiza o cumprimento da biela, contudo os valores de deslocamento vertical não devem ser tidos como verdadeiros, visto que os mesmos foram obtidos considerando que não existe qualquer ligação física entre o tampo da mesa e as respetivas calhas, o que não é verdade visto que num sistema real o deslocamento vertical não seria perceptível a vista desarmada.

O projeto terminou com a construção de um novo modelo da bancada em *SolidWorks*, que se aproxima bastante da bancada que se pretende construir, conforme figura 6.12.

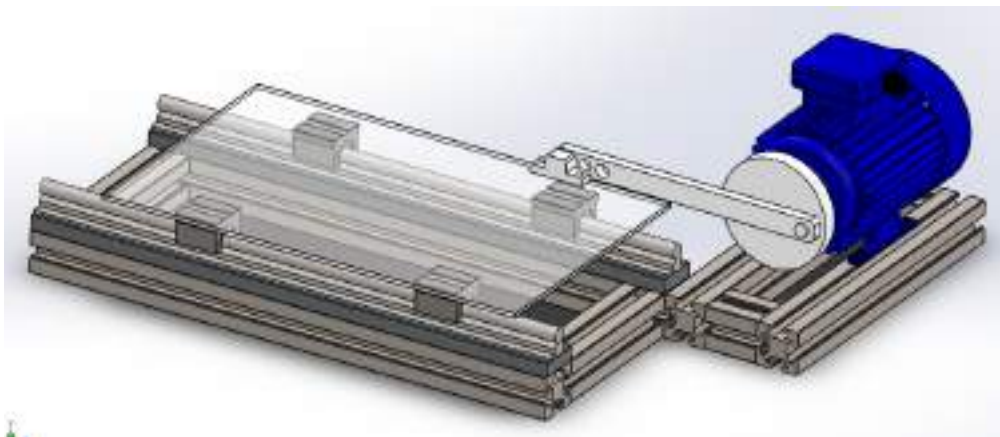


FIGURA 6.12: Modelo final da bancada

Capítulo 7

Construção e testes da mesa vibratória e do absorvor

7.1 Absorvor de vibrações

O projeto do absorvor de vibrações divide-se em duas partes, a estrutura e o absorvor.

7.1.1 Construção da estrutura do absorvor

De acordo com o projeto, a estrutura do absorvor é composta por três elementos: duas hastes quinadas e uma massa ligante em madeira. A produção destes elementos obedeceu às dimensões do projeto, com a exceção da altura das hastes. As hastes foram cortadas com 44 [cm] de altura, por forma a permitir o ajuste da frequência natural da estrutura.

Para a conexão entre as hastes e a massa ligante utilizou-se um veio roscado para permitir uma ligação coesa e uma estrutura sólida. Para além disso cortou-se uma base em madeira para fixar a base das hastes, com o recurso a parafusos, como se pode verificar na figura 7.1.



FIGURA 7.1: Montagem da estrutura do absorsor

7.1.2 Construção do absorsor

O absorsor é composto por duas molas, uma massa cilíndrica e um veio, que atravessa os três elementos. Desta forma, o absorsor está suspenso a 4 [mm] de distância da massa ligante, permitindo que a massa oscile livremente e absorva as vibrações da estrutura. A ligação entre o veio e as hastes é assegurada através de um bloqueio mecânico nas extremidades do veio, conforme figura 7.1.

Na figura 7.2 é possível visualizar a estrutura completa (estrutura e absorsor) concluída.



FIGURA 7.2: Estrutura e absorvor totalmente construídos

7.2 Absorvor de vibrações

A construção da bancada de vibrações pode ser dividida em três grupos distintos, nomeadamente: a estrutura da bancada, o mecanismo de transmissão do movimento e a fonte de energia.

7.2.1 Construção da estrutura

A construção da estrutura da bancada seguiu o modelo em *Solidworks*, desenvolvido na fase projeto, com recursos aos componentes da *Phidget*. Contudo, não foi possível fixar os trilhos diretamente nas barras estruturais, devido ao seu formato, pelo que foi necessário adicionar um perfil de aço entre a barra estrutura e o trilho.

O tabuleiro superior da bancada foi construído a partir de duas folhas de acrílico coladas entre si, por forma a obter uma estrutura leve e resistente, conforme figura 7.3. O tabuleiro superior é o elemento móvel da estrutura bancada, desde modo é necessário que tenha uma massa reduzida, para não sobrecarregar o motor e o mecanismo de transmissão do movimento.

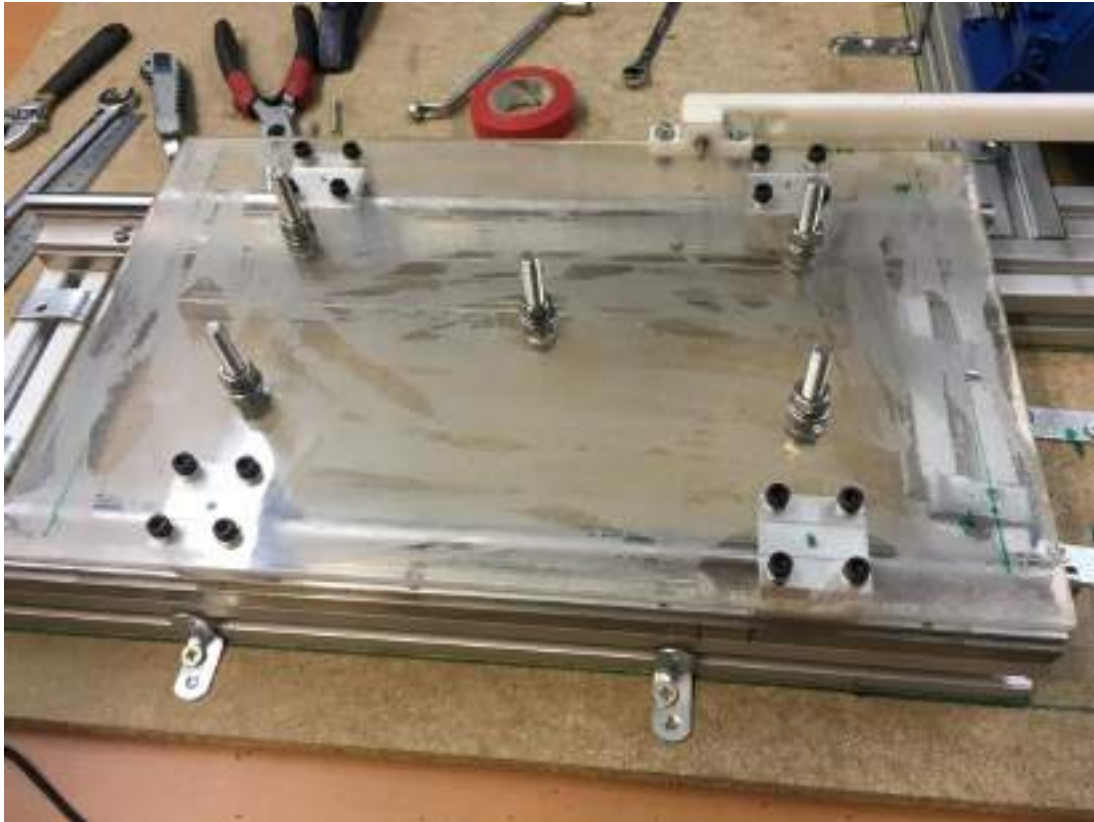


FIGURA 7.3: Tabuleiro da mesa vibratória

7.2.2 Construção do mecanismo

O mecanismo de transmissão de movimento é composto por três elementos em constante contacto e movimento: a biela, a manivela e o *Fix*, responsável pela conexão à bancada. Estes elementos devem ser corretamente dimensionados e produzidos, por forma a reduzir o atrito e tensões indesejadas, que em última instância pode conduzir à falha do mecanismo.

A Escola Naval não possui ferramentas especializadas e de grande precisão, não permitindo, assim, a manufatura deste tipo de peças. Deste modo, a alternativa encontrada foi a impressão 3D em PLA, dada a precisão da impressora 3D e a elevada resistência do PLA.

O mecanismo produzido em polímero de PLA ainda possui a vantagem de ser, significativamente, mais leve, reduzindo a carga sobre motor elétrico. As peças produzidas podem ser visualizadas na figura 7.4.



FIGURA 7.4: Peças em PLA

7.2.3 Montagem da fonte de energia

Quando é mencionado a fonte de energia da bancada, o autor refere-se ao conjunto do motor elétrico e do variador de frequência, sendo que para o sistema estar pronto a ser utilizado era necessário proceder à ligação elétrica do motor ao variador de frequências.

Analisando a placa com as características do motor, dispostas na figura 7.6, percebe-se que para uma alimentação de 220 [V] (rede elétrica nacional), a ligação do motor deve ser alterada de estrela (ligação de fábrica) para triângulo. As instruções para proceder à alteração encontram-se na face interna da tampa do motor, conforme figura 7.5.

Por fim, a ligação entre o motor e o variador de frequências decorreu de acordo com as instruções do manual do variador de frequências, representadas no esquema da figura 7.5. Terminadas as ligações elétricas, demonstradas nas figuras 7.8e 7.9, a fonte de energia está pronta a ser utilizado, visto que o variador de frequência não necessita de ser programado ou configurado.



FIGURA 7.5: Esquemas de ligações em triângulo estrela



FIGURA 7.6: Placa sinalética do motor

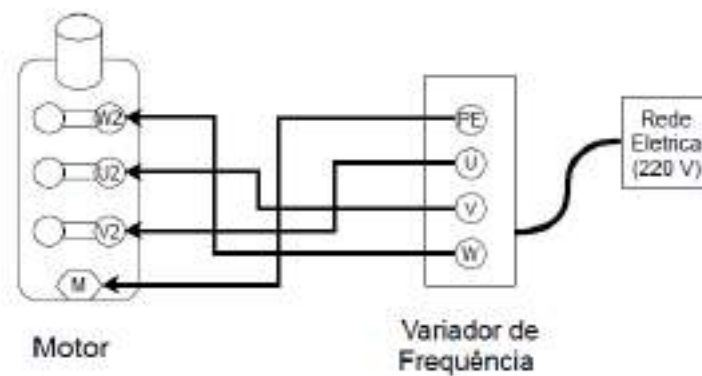


FIGURA 7.7: Esquema da ligação elétrica do motor ao variador de frequências



FIGURA 7.8: Variador de frequência



FIGURA 7.9: Ligação elétrica do motor

A bancada, após ter sido terminada, pode ser visualizada na figura 7.10.



FIGURA 7.10: Mesa de vibrações concluída

7.3 Ensaios e testes

Após a construção das estruturas realizou-se testes para comparar as estruturas construídas com os modelos projetados.

O primeiro teste realizado, após a conclusão da bancada, consistiu no aumento gradual da frequência de excitação para provocar a ressonância da estrutura do absorver, que, por sua vez, corresponde à sua frequência natural.

Deste modo, conclui-se que a bancada apresente um deslocamento demasiado elevado, o que dificulta a observação da ressonância da estrutura, uma vez que quanto menor for este deslocamento, mais notório será o efeito da frequência.

Dito isto, foi manufaturada uma manivela, figura 7.11, que confere à bancada um deslocamento de um centímetro, sendo que este é o menor deslocamento possível para este tipo de mecanismo.

O sensor utilizado para a medição da frequência foi o *Spatial 3/3/3 Basic* da *Phidget*, figura 7.12, que é um sensor triplo composto por acelerómetro, giroscópio e magnetómetro. No entanto, para a medição da frequência é utilizado apenas o acelerómetro.



FIGURA 7.11: Manivela com 1 [cm]



FIGURA 7.12: Acelerómetro da Phidget

O acelerómetro apresenta um intervalo de aquisição máximo de 0,004 [s], o significa que, o sensor consegue medir frequências até 125 [Hz], como demonstrado nas equações que se seguem,

$$F_m = \frac{N_{\text{pontos}}}{T_{\text{aquisição}}} = \frac{1}{0.004} = 250 \text{ [Hz]} \quad (7.1)$$

$$F_{max} = \frac{F_m}{2} = 125 [Hz] \quad (7.2)$$

em que, F_m representa a , N_{pontos} o numero de pontos, $T_{aquisição}$ o intervalo de tempo e F_{max} a frequência máxima que o sensor consegue medir.

Para interpretar e calcular a informação fornecida pelo acelerómetro, foi desenvolvido um programa em LabVIEW, que permite a visualização em tempo real a resposta da estrutura e das frequências. O espectro de frequências é calculado para o valor de pico, mas também para a média quadrática, (em inglês, *Root mean square* (RMS)), que, geralmente, é utilizado no estudo das vibrações.

O programa permite ainda que o utilizador modifique o intervalo de tempo de aquisição, bem assim como o referencial em que pretende efetuar a medição, conforme apêndices G.

7.3.1 Espectro de frequências da bancada

A bancada é um sistema complexo, pelo que será normal apresentar várias frequências, mesmo quando excitada a uma frequência harmónica. Contudo, a frequência de excitação deve destacar-se das restantes, caso contrário, a bancada possui falhas ao nível no projeto ou ao nível da construção.

Posteriormente, realizou-se um ensaio da bancada a uma frequência de 4 [Hz], verificando-se um claro destaque desta frequência em relação as restantes e, ainda, uma resposta da estrutura que se aproxima a um sinal harmónico, como é possível verificar apêndice H.

7.3.2 Medição da frequência em vibração livre da estrutura completa com o absorvor isolado

A massa do sensor não pode ser ignorada, devido às dimensões da estrutura do absorvor e à posição onde é realizada a medição da vibração. Desta forma foi elaborado um novo estudo em *SolidWorks* que contempla o acelerómetro, figura 7.13, concluindo-se que para manter a frequência natural de 7.76 [Hz], a altura da estrutura deve ser reduzida para os 40 [cm].

Depois de ajustada a dimensão da estrutura efetuou-se a medição da frequência natural em vibração livre, provocando um deslocamento na estrutura. Os resultados obtidos, conforme o apêndice I, sugerem que a frequência natural da estrutura completa seja na realidade 5.5 [Hz].

Sendo que o intervalo de frequências expectáveis para esta estrutura, tendo em conta os erros de incerteza, varia de 3.71 a 9.75 [Hz], podemos afirmar que apesar de não apresentar a frequência ideia esta dentro dos parâmetros previstos.



FIGURA 7.13: Modelo em *SolidWorks* com acelerômetro

7.3.3 Medição da frequência em vibração forçada da estrutura completa com o absorvor isolado

Por forma a confirmar o valor da frequência natural obtido pelo sensor na vibração livre, a estrutura foi colocada na bancada e excitada a frequência obtida. Este teste conduziu à ressonância da estrutura que, por sua vez, confirma a medição em vibração livre. Na figura 7.14 está quantificada a diferença no deslocamento da estrutura para uma frequência de 4 e 5,5 [Hz], respetivamente.

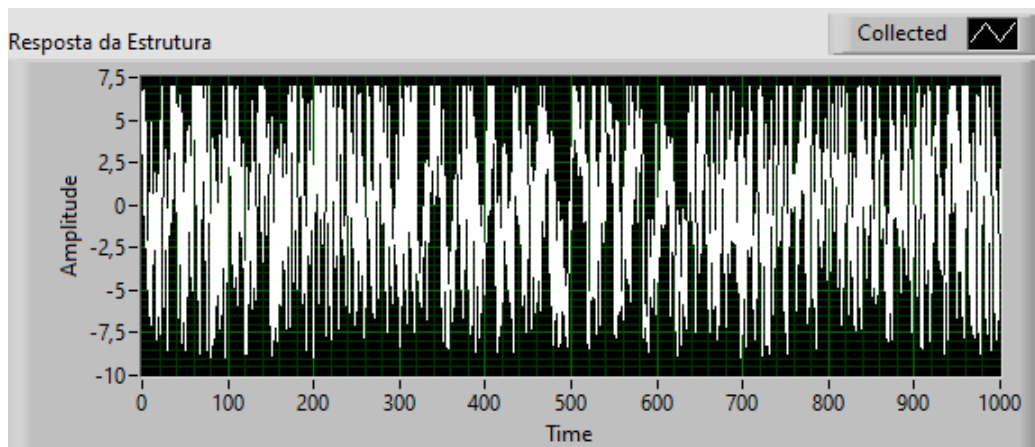


FIGURA 7.14: Resposta da estrutura quando excitada à frequência natural sem absorvor

7.3.4 Medição da frequência do absorvor por vídeo

Como o Absorvor em si é uma estrutura de dimensões extremamente reduzidas, a adição do sensor para a medição da frequência natural teria um impacto extremamente elevado, o que falsearia totalmente os dados obtidos. Por esse motivo a medição da frequência natural do absorvor realizou-se através de vídeo, tendo sido efetuadas duas capturas de vídeos em câmara lenta, figura 7.15. O ensaio consistiu

no deslocamento da massa para uma das extremidades e, de seguida, precedeu-se à sua libertação, tendo a massa completado três passeios, o que representa uma oscilação e meia até regressar ao equilíbrio. Para que este método funcione é importante ter uma boa descrição em tempo, visto que a massa regressa muito rápido à posição de equilíbrio. Por essa razão foi utilizado o software de vídeo *Adobe Premiere Pro CC*, que permite uma descrição em tempo até à quinta casa decimal. Depois de obtidos os valores de tempo, procedeu-se ao cálculo da frequência natural da estrutura, que pode ser consultado na figura 7.16, onde se obteve um valor aproximado de 6.53 [Hz] para a frequência natural do absorvor. Este valor encontra-se dentro do intervalo e de valores expectáveis para a frequência natural do absorvor, determinado na fase de projeto.



FIGURA 7.15: Medição da frequência natural do absorvor por vídeo

Teste_1					
	dt (seg)	Oscilação (a_b)	Oscilação (b_c)	Oscilação (a_b_c)	Freq_Nat
Passeio_a	0,08339	0,15842		0,15307	6,532958777
Passeio_b	0,07503		0,14772		
Passeio_c	0,07269				

Amplitude (mm)
6,528906735

Teste_2					
	dt (seg)	Oscilação (a_b)	Oscilação (b_c)	Oscilação (a_b_c)	Freq_Nat
Passeio_a	0,08364	0,15867		0,15326	6,524859716
Passeio_b	0,07503		0,14785		
Passeio_c	0,07282				

FIGURA 7.16: Cálculo da frequência natural do absorvor

7.3.5 Medição da frequência natural da estrutura completa com o absorvor em funcionamento

Como já foi referido no capítulo teórico da absorção de vibrações, para que o absorvor consiga desempenhar corretamente a sua função, a sua frequência natural deve ser igual a frequência natural da estrutura que se pretende proteger. A forma

mais simples de acertar ambas as frequências é variar a altura da massa ligante e do absorvor, por forma a que a frequência da estrutura se encontre com a frequência do absorvor. Dado que se pretende aumentar a frequência dos 5.5 [Hz] para até os 6.5 [Hz], o movimento das massas será no sentido descendente. Como é possível verificar no apêndice J, a estrutura apresentou uma frequência de 6.5 [Hz] e uma altura de 36 [cm].

7.3.5.1 Medição em vibração livre

Após a correção da frequência natural da estrutura, encontravam-se reunidas as condições necessárias para avaliar o efeito do absorvor na frequência da estrutura. No ensaio de vibração livre não é perceptível o efeito do absorvor, visto que este é bastante amortecido e, por sua vez, apresenta pouca oscilação, retornando rapidamente à posição de equilíbrio.

7.3.5.2 Medição em vibração forçada

A análise em Vibração forçada seria o método ideal para solucionar o problema do amortecimento elevado existente no absorvor. Contudo o que se verificou quando a bancada atingiu os 6,5 [Hz] da frequência natural da estrutura, as molas não possuíam espiras suficientes para suportar a carga exercida pela massa, ao ponto da massa do absorvor colidir com as hastes, não se verificando qualquer tipo de absorção.

A solução para este problema seria substituir as molas, por outras de constante de elasticidade igual, mas com um maior número de espiras para permitir aguentar uma carga maior. Contudo como não se possuem este tipo de molas não foi possível visualizar e medir a absorção da vibração.

Capítulo 8

Conclusão

A presente dissertação assumiu como objetivos principais o estudo da absorção de vibrações, o projeto e a modelação de um absorsor e de uma mesa vibratória.

Inicialmente realizou-se uma abordagem teórica no âmbito do controlo de vibrações, isolamento e da absorção de vibrações. Para além disto, analisou-se os diferentes sistemas de absorção e isolamento, fornecendo exemplos de cada um destes sistemas. Os sistemas passivos de controlo de vibrações são estudados de forma mais profunda, por se considerarem um dos objetivos primordiais da presente dissertação de mestrado.

Após a determinação da tipologia do absorsor passivo a ser utilizado, iniciou-se a projecção do mesmo, através da seleção dos materiais necessários e do apuramento da frequência alvo, recorrendo ao *SolidWorks*.

Para efetuar o projeto e modelação da estrutura do absorsor seria necessário identificar algumas propriedades, como a rigidez das molas e Módulo de *Young* das hastes. No entanto, tal não foi exequível, por não ter sido possível obter informações das propriedades por parte do fornecedor. Depois da obtenção e confirmação destes valores experimentalmente, verificou-se que estrutura do absorsor apresentava uma frequência coincidente com a do absorsor, cumprindo, assim, o objetivo de um absorsor projetado para a vibração livre.

Para conceber o projeto e modelação da mesa vibratória tornou-se necessário seleccionar um mecanismo de transmissão de movimento à bancada, adaptado ao presente estudo. Para além disso, o investigador procurou conhecer os equipamentos elétricos responsáveis por conferir movimento à bancada e o controlo da frequência da mesma. A bancada conferiu uma mais-valia para a investigação, uma vez que a partir da utilização desta ferramenta realizou-se estudos em vibração forçada. Estes estudos revelaram-se extremamente importantes na confirmação de alguns dados, nomeadamente, na frequência natural do absorsor.

No que toca à absorção de vibrações foram realizados todos os estudos previstos, no entanto, os resultados não foram os esperados, dado que não se conseguiu proceder à absorção das vibrações da estrutura.

Da apresentação e análise dos resultados conclui-se que:

- As condições de fronteira constituem-se como um dos elementos críticos no estudo das vibrações. Isto deve-se facto do investigador não conseguir quantificar corretamente o peso deste elemento nos valores obtidos. Para além disso, as condições de fronteira não conseguem ser evitadas;
- A utilização de ferramentas não específicas à área das vibrações e o desconhecimento das propriedades mecânicas dos materiais do objeto de estudo dificultam, substancialmente, a obtenção correta dos valores das frequência naturais, fator fundamental no controlo das vibrações;

As conclusões retiradas devem ser analisadas de acordo com as limitações no decorrer da investigação. A primeira limitação prende-se com a entrega tardia do material (filamentos para a impressão 3D), pelas contingências que advêm da pandemia provocada pela doença *Coronavirus Disease 2019*, provocando um atraso no cumprimento dos prazos estabelecidos. Para além disso, foram impostos constrangimentos no acesso aos navios da Marinha, que seriam a unidade de estudo, no que respeita ao isolamento de vibrações. Por último, a limitação que se considera importante salientar é a dificuldade na obtenção de ferramentas mais especializada, condicionando-se, assim, a construção das estruturas.

Lições aprendidas

A realização desta dissertação permite verificar a existência de condicionantes na aplicação prática, em relação ao desenvolvimento do projeto, sendo que, muitas vezes, conhecer a teoria não implica o conhecimento de todas as variáveis necessárias a aplicar. Nesse momento, recorre-se à criatividade e à utilização de todas as ferramentas disponíveis, por forma a ultrapassar os obstáculos e o solucionar o problema.

Este estudo poderá aportar valor na futura formação dos oficiais de Marinha, uma vez que tanto o modelo do absorber e, especialmente, a bancada serão disponibilidades à Escola Naval.

Ao nível académico, este estudo poderá evidenciar a necessidade de um maior conhecimento sobre o controlo das vibrações, porque estas influenciam o bem-estar da população em geral e, ao nível marítimo, representam um distúrbio à vida aquática.

Trabalhos futuros

A presente dissertação poderá ser o ponto de partida para o desenvolvimento dos seguintes estudos científicos:

- Elaboração de um estudo para a otimização da bancada de vibrações e, por sua vez, efetuar o seu isolamento;
- Aplicação da bancada vibratória ao estudo do isolamento;

- Modelação de sistemas de bordo, nos quais seja possível aplicar os conceito de absorção de vibrações a esse sistema;
- Análise do impacto do isolamento nos navios da Marinha;
- Análise dos sistemas ao quais a absorção poderia ser aplicada, nos navios da Marinha e, por sua vez, identificar os absorsores mais indicados aos mesmos.

Bibliografia

- ABAL. (2007). Fundamentos e Aplicações do Alumínio, 1–35. https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4638869/mod%7B%5C_%7Dresource/content/0/09%7B%5C_%7Dfundamentos-Aluminio.pdf
- Araujo, P. H. B. (2018). *Projeto de uma Bancada para Ensaios Vibratórios em Dispositivos Veiculares* (tese de doutoramento). Universidade de Brasília.
- Baran. (2011). Construction and Performance Test of a Low-Cost Shake Table. *Experimental Techniques*, 35.
- Becker, T. (2006). *Desenvolvimento de uma mesa vibratória de baixo custo para estudos sobre vibração do corpo humano, medições preliminares em um grupo de motoristas e ajustes de um modelo biodinâmico* (tese de doutoramento). Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Broncesval. (2020). Ligas Alumínio. Obtido 7 abril 2020, de <https://www.broncesval.com/pt/alum%7B%5C'%7Bi%7D%7Dnio/>
- Caribul. (2020). Antivibration Solution Technology. Obtido 18 março 2020, de <https://www.caribul.com/>
- Carlton, J. S. & Vlasi, D. (2005). *Lloyd 's Register Technical Papers Ship vibration and noise :*
- Construction, N. D. S. f. W. (2005). BEAM DESIGN FORMULAS WITH SHEAR AND MOMENT DIAGRAMS.
- Cunha, R. (2007). Análise de solução "Condutores Especiais" nos "uprating" de linhas aéreas de Muito Alta Tensão.
- Darshita, T. & Anoop, P. (2014). Development and instrumentation of low cost shake table. *International Journal of Science and Research*, 3.
- EL-Sayed, A. T., Kamel, M. & Eissa, M. (2010). Vibration reduction of a pitch and roll ship model with longitudinal and transverse absorbers under multi excitations. *Mathematical and Computer Modelling*, 52(9-10), 1877–1898. <https://doi.org/10.1016/j.mcm.2010.07.027>
- Extrusal. (2020). Propriedades do Alumínio. Obtido 7 abril 2020, de <http://www.extrusal.pt/index.php?id=57>
- Heirich, A. M. & Simão, B. V. (2013). *Desenvolvimento e análise de uma bancada didática para ensaios de vibrações*. (tese de doutoramento). Faculdade Horizontina.
- Herzan. (2020). Acoustic, Vibration, & EMI Isolation Specialists. Obtido 20 março 2020, de <https://www.herzan.com/products/active-vibration-control/avi-series/avi-600-series.html>
- Inman, D. J. (1994). *Engineering vibration* (Vol. 31). <https://doi.org/10.5860/choice.31-4381>
- Kelly, S. G. (1996). *Theory and problems of mechanical Vibrations*.

- Krzyzynski, T., Maciejewski, I., Meyer, L. & Meyer, H. (2019). *Modelling and Control Design of Vibration Reduction Systems*. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-03047-6>
- Leroy, M. (2020). Perfil Alumínio. Obtido 7 abril 2020, de https://www.leroymerlin.pt/Produtos/Ferragens/Perfis-chapas-e-grelhas/Perfis-tubos/WPR%7B%5C_%7DREF%7B%5C_%7D80109491
- Lima, I. A. M. (2013). *Proposição de uma bancada didática para análise de vibração gerada por desalinhamento e desbalanceamento* (tese de doutoramento). Universidade de Brasília.
- Mahajan, N. G. & Raijiwala, D. B. (2011). Seismic response control of a building installed with passive dampers. *International Journal of Advanced Engineering Technology*, 2(3), 246–256.
- Maurer. (2020). Tuned Mass Dampers. Obtido 7 abril 2020, de <https://www.maurer.eu/en/products/vibration-absorbers/tuned-mass-dampers/index.html>
- Moore, H. F. (2017). *Desenvolvimento de uma bancada de testes experimentais para estudos sobre vibrações de corpo inteiro em assento veicular* (tese de doutoramento). Universidade de Brasília.
- NORD. (2020). Motores NORD. Obtido 31 agosto 2008, de https://www.nord.com/pt/documenta%7B%5Cc%7Bc%7D%7D%7B%5C~%7Ba%7D%7Do/manuais/details/b1091.jsp;jsessionid=929C33175DB202ECA9E0CD01B4E575A8?missing=/cms/pt/documentation/manuals/details%7B%5C_%7D1139/detail%7B%5C_%7D42399.jsp
- Palanisamy, M. (2016). *A study on seismic resistant structures* (tese de doutoramento). Anna University. <http://shodhganga.inflibnet.ac.in:8080/jspui/handle/10603/182151> <https://shodhganga.inflibnet.ac.in/handle/10603/182151>
- Phidgets. (2020). Linear Motion Products. Obtido 31 agosto 2020, de <https://www.phidgets.com/?tier=1%7B%5C&%7Dcatid=36%7B%5C&%7Dpcid=31>
- Popper, A. N. & Hawkins, A. (2013). *Advances in Experimental Medicine and Biology: The Effects of Noise on Aquatic Life II*.
- Radmard Rahmani, H. & Könke, C. (2019). Seismic Control of Tall Buildings Using Distributed Multiple Tuned Mass Dampers. *Advances in Civil Engineering*, 2019. <https://doi.org/10.1155/2019/6480384>
- RAO. (2000). Mechanical Vibration. Addison-Wesley Publishing Company. <https://doi.org/https://doi.org/10.1017/S0001924000067099>
- Reid, S. (2009). Wind actions and responses of steel chimneys. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 7.
- Rivin, E. I. (2003). *Passive Vibration Isolation*. ASME Press. <https://doi.org/10.1115/1.80187X>
- Sampaio, C. (2013). Tecnologias correctivas.
- Sanghvi, Patil & Shah. (2012). Development of low cost shake tables and instrumentation setup for earthquake engineering laboratory. *International Journal of Advanced Engineering Technology*, 3.
- Shimosaka, M. Y. (2016). *ESTUDO DINÂMICO COMPARATIVO ENTRE MECANISMOS BIELA-MANIVELA E GARFO ESCOCÊS* (tese de doutoramento)

- N.º 2). UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. <https://doi.org/10.5151/cidi2017-060>
- ShockMetais. (2020). Propriedades Físicas do Alumínio - Shockmetais. Obtido 7 abril 2020, de <https://shockmetais.com.br/tabelas/aluminio/pfis>
- Silva, B. T. V. (2012). *Bancada para Análise de Vibração: Análise de Falhas em Máquinas Rotativas* (tese de doutoramento). Universidade de Taubaté.
- Solutions, T. (2018). Comparison Between. Obtido 8 julho 2020, de <http://www.tesolution.com/vibrationcontroltechnology.html>
- Tophoj, L., Grathwol, N. & Hansen, S. (2018). Effective Mass of Tuned Mass Dampers. *Vibration*, 1(1), 192–206. <https://doi.org/10.3390/vibration1010014>
- Vibra-Stop. (2020). Amortecedores de Impacto e Vibração. Obtido 18 março 2020, de <https://www.vibra-stop.com.br/aplicacoes>
- VICODA. (2020). Amortecedores de Vibração. Obtido 8 julho 2020, de <https://www.vicodagroup.com/produkte/schwingungstilger/>
- Yoshida, Y. (1989). Development of a centrifugal pendulum absorber for reducing ship superstructure vibration. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 111(4), 404–411. <https://doi.org/10.1115/1.3269876>

Apêndice A - Modelação do Absorvor - *WorkingModel*

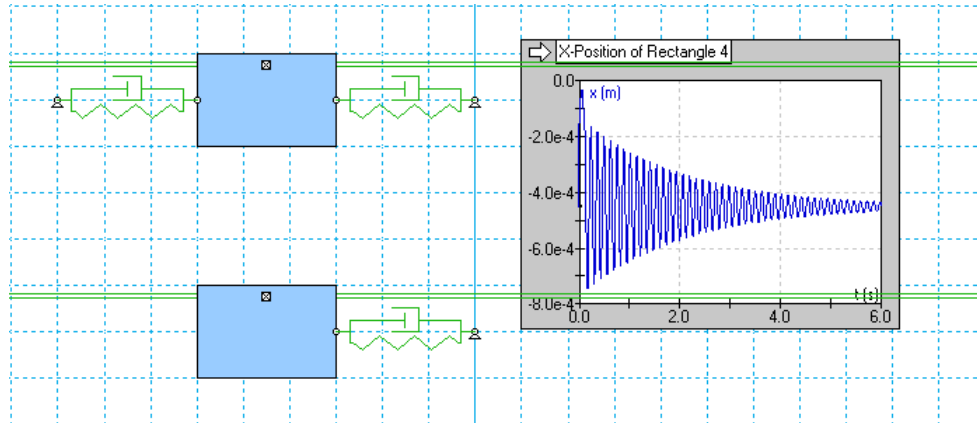


FIGURA A.1: Estudo realizado no *WorkingModel*

Apêndice B - Calculo da Frequência Natural do Absorisor - *Mathcad*

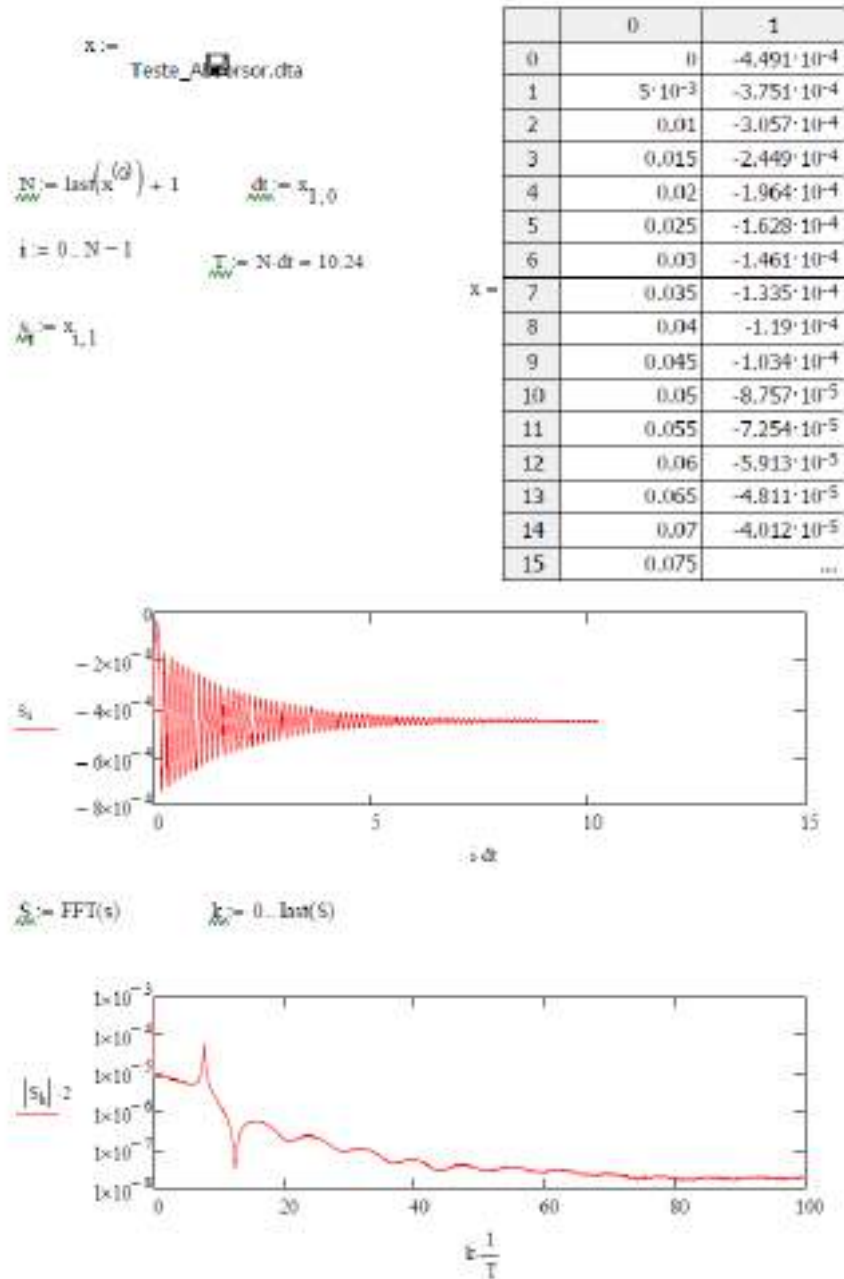


FIGURA B.1: Processamento dos dados obtidos no *WorkingModel*

Apêndice C - Calculo do Kmax e Kmin da Viga L=40

```
1 erro_F=0.005*9.8;
2 erro_dx=0.0005;
3
4 kmax=0;
5 kmin=1000;
6
7 f1=0.49;
8 f2=1.862;
9 f3=2.352;
10
11 x1=0.0115;
12 x2=0.043;
13 x3=0.0565;
14
15
16 dx1=[x1-erro_dx; x1+erro_dx];
17 dx2=[x2-erro_dx; x2+erro_dx];
18 dx3=[x3-erro_dx; x3+erro_dx];
19
20 F1=[f1-erro_F; f1+erro_F];
21 F2=[f2-erro_F; f2+erro_F];
22 F3=[f3-erro_F; f3+erro_F];
23 knum=1;
24
25 for a=1:2
26     for b=1:2
27         for c=1:2
28             for d=1:2
29                 for e=1:2
30                     for f=1:2
31                         p = polyfit([dx1(a,1);dx2(c,1);dx3(e,1)], [F1(b,1);F2(d,1);F3(f,1)], 2);
32                         k=p(1);
33                         %k=((3*(dx1(a,1)*F1(b,1)+dx2(c,1)*F2(d,1)+dx3(e,1)*F3(f,1)))-(c
34                         if (k>kmax)
35                             kmax=k;
36                         end
37
38                         if(k<kmin)
39                             kmin=k;
40                         end
41                         todos_k(knum,1)=k;
42                         knum=knum+1;
43                     end
44                 end
45             end
46         end
47     end
48 end
49
50 disp(['O Kmax: ', num2str(kmax)]);
51 disp(['O Kmin: ', num2str(kmin)]);
```


Apêndice D - Calculo do Modulo de *Young* Máximo e Mínimo

L=40mm										De=30mm			
Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$
0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03	0,441	0,535	58	37,4462	109,7297	3,5947E+10
0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03	0,441	0,535	58	37,4462	109,7297	3,5947E+10
0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	1,813	1,911	41,764	38,5947	45,1667	4,1047E+10		
0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	2,303	2,403	38,5947	45,1667	4,1047E+10			

L=30mm				L=20mm			
Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$
0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03
0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03
0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	1,813	1,911
0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	2,303	2,403

L=10mm				L=5mm			
Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$
0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03
0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03
0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	1,813	1,911
0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	2,303	2,403

L=40mm				L=30mm				L=20mm				L=10mm				L=5mm									
Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$
0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03	0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	0	30,2	0	0,45	0,35	0,55
0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03	0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55
0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	1,813	1,911	0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05
0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	2,303	2,403	0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45

L=40mm				L=30mm				L=20mm				L=10mm				L=5mm									
Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$	Módulo (Pa)	x (cm)	Força (N)	dh (cm)	$\frac{dh}{h}$	$\frac{dh}{h}$
0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03	0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	0	30,2	0	0,45	0,35	0,55	0	30,2	0	0,45	0,35	0,55
0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	2,4267E-10	6,7283E+03	0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55	0,02	30,65	0,48	0,45	0,35	0,55
0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	1,813	1,911	0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05	0,10	32,06	1,962	1,05	1,75	1,05
0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	2,303	2,403	0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45	0,20	32,55	2,352	2,35	2,15	2,45

FIGURA D.1: Calculo do Modulo de *Young* Máximo e Mínimo

Apêndice E - Cálculo da frequência com recurso ao *Mathcad*

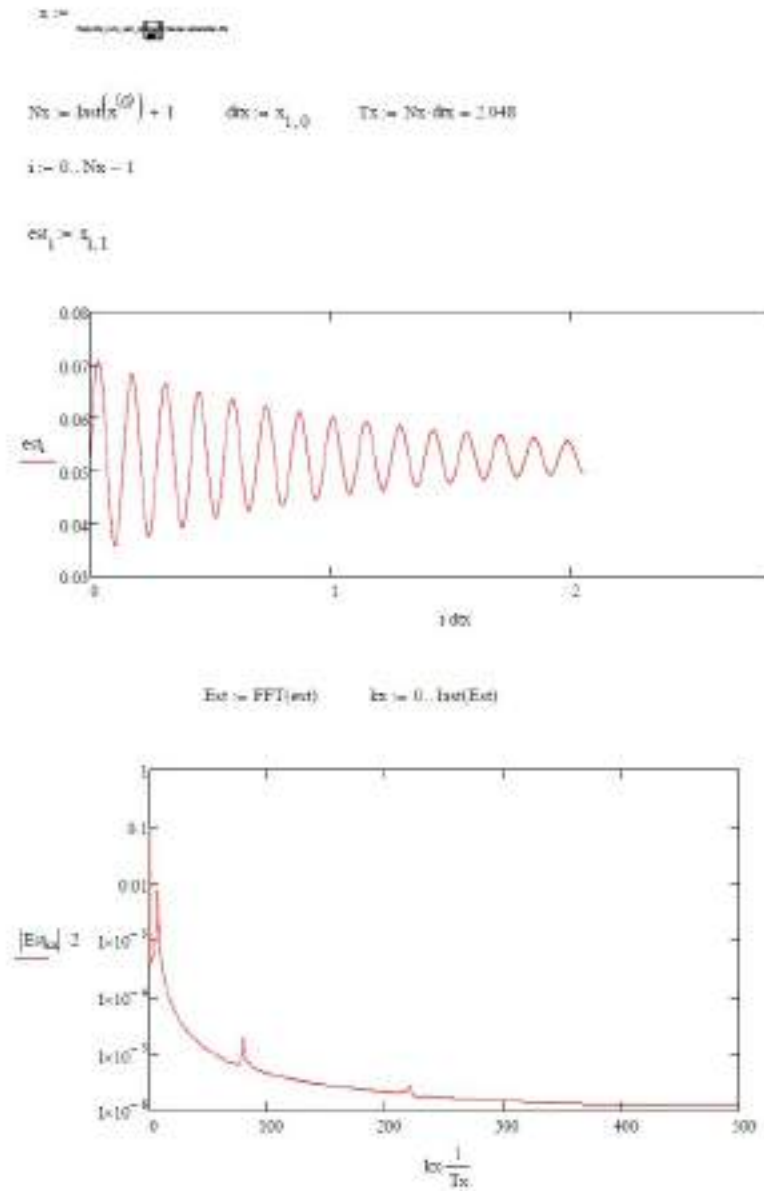


FIGURA E.1: Cálculo da frequência com recurso ao *Mathcad*

Apêndice F - Cálculo do Kmax e Kmin das molas

```
1 erro_y=0.005*9.8;
2 erro_dx=0.0003;
3
4 kmax=0;
5 kmin=1000;
6
7 f1=4.002;
8 f2=8.664;
9 f3=7.154;
10
11 x1=0.005;
12 x2=0.007;
13 x3=0.0075;
14
15
16 dx1=[x1-erro_dx; x1+erro_dx];
17 dx2=[x2-erro_dx; x2+erro_dx];
18 dx3=[x3-erro_dx; x3+erro_dx];
19
20 F1=[f1-erro_F; f1+erro_F];
21 F2=[f2-erro_F; f2+erro_F];
22 F3=[f3-erro_F; f3+erro_F];
23 knum=1;
24
25 for a=1:2
26     for b=1:2
27         for c=1:2
28             for d=1:2
29                 for e=1:2
30                     for f=1:2
31                         p = polyfit([dx1(a,1);dx2(c,1);dx3(e,1)], [F1(b,1);F2(d,1);F3(f,1)], 1);
32                         k=p(1);
33                         %k=((1/3)*(dx1(a,1)*F1(b,1)+dx2(c,1)*F2(d,1)+dx3(e,1)*F3(f,1)))-1/c
34                         if (k>kmax)
35                             kmax=k;
36                         end
37
38                         if (k<kmin)
39                             kmin=k;
40                         end
41                         todos_k(knum,1)=k;
42                         knum=knun+1;
43                     end
44                 end
45             end
46         end
47     end
48 end
49
50 disp(['O Fmá;x Má: ', num2str(kmax)]);
51 disp(['O kmin Má: ', num2str(kmin)]);
```

FIGURA F.1: Cálculo do Kmax e Kmin das molas

Apêndice G - Programa de medição de vibração em LABVIEW

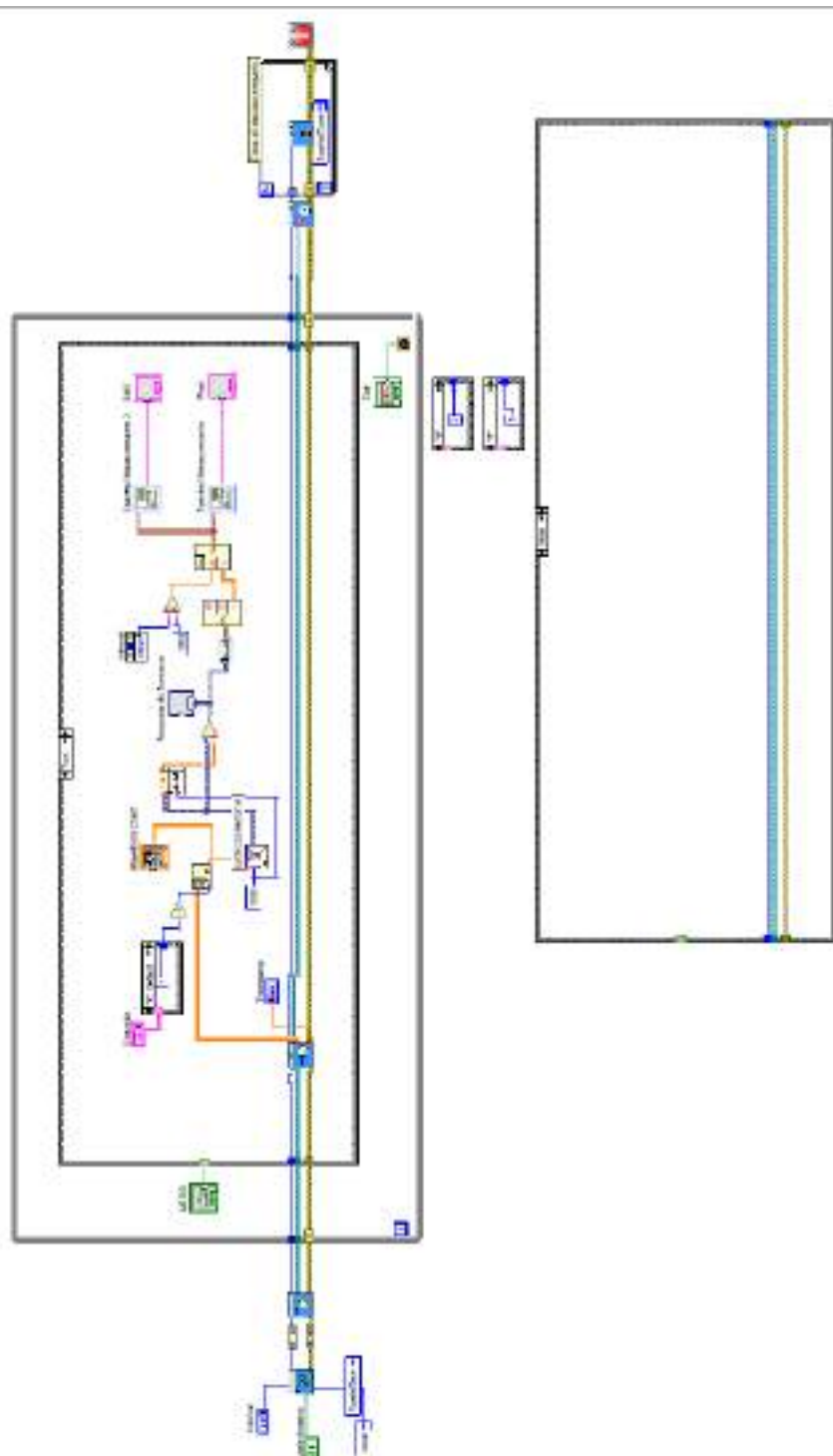


FIGURA G.1: Programa de medição de vibração em LABVIEW

Apêndice H - Espectro de frequências da Bancada

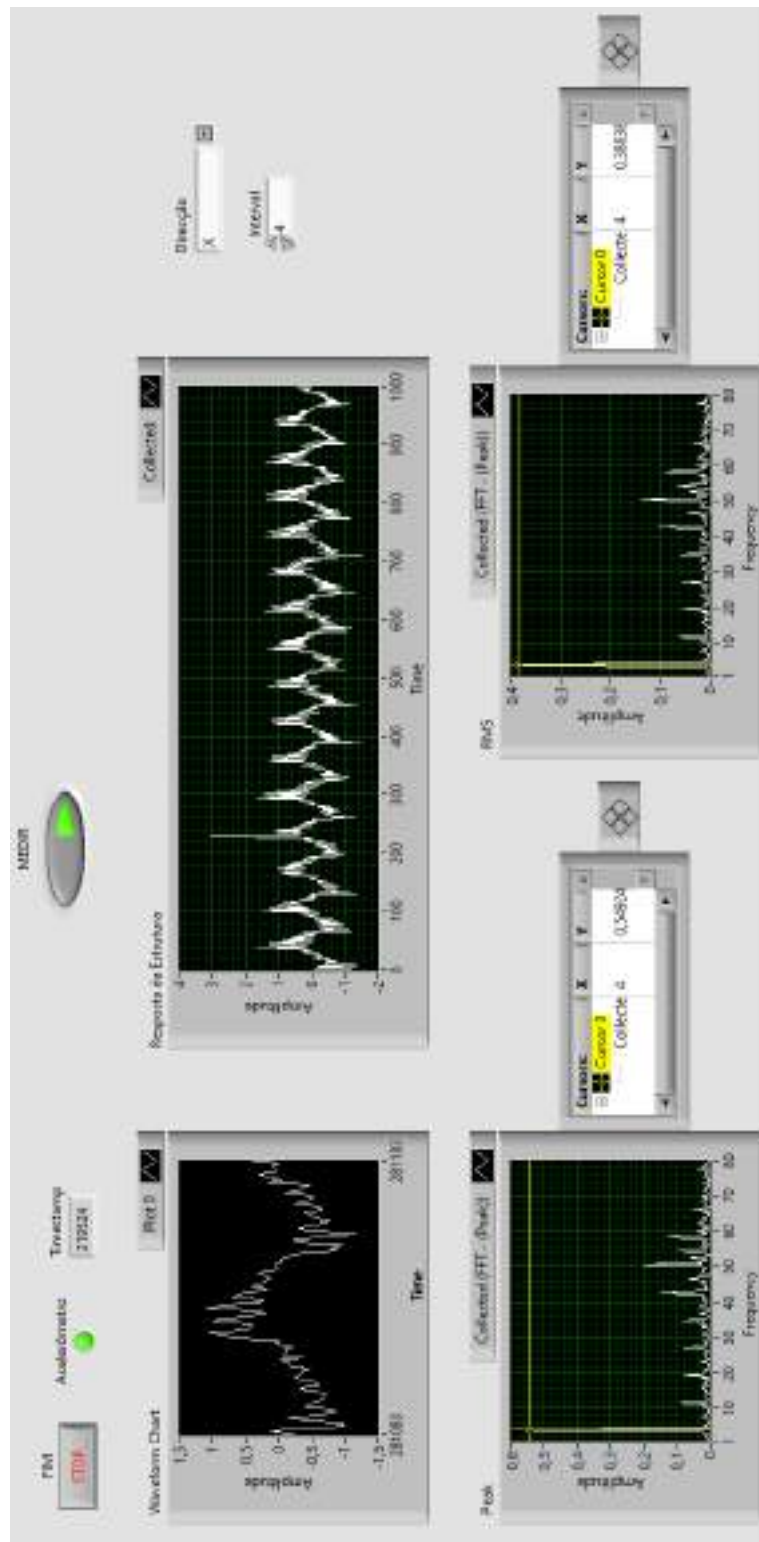


FIGURA H.1: Espectro de frequências da Bancada

Apêndice I - Frequência natural da estrutura com o sensor e L=40 cm

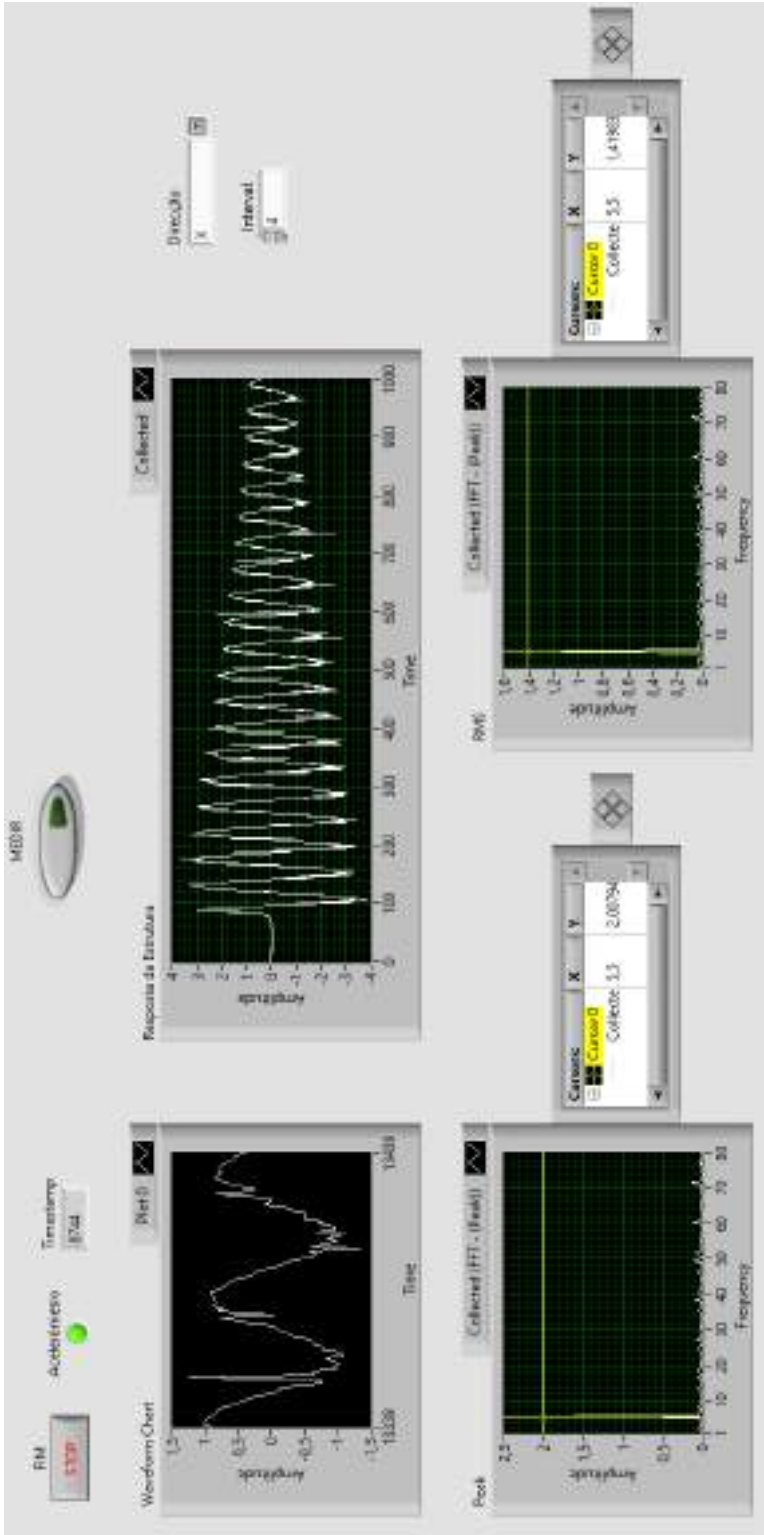


FIGURA I.1: Frequência natural da estrutura com o sensor e L=40 cm

Apêndice J - Ajuste da frequência natural da estrutura para 6,5 Hz para L=36 cm

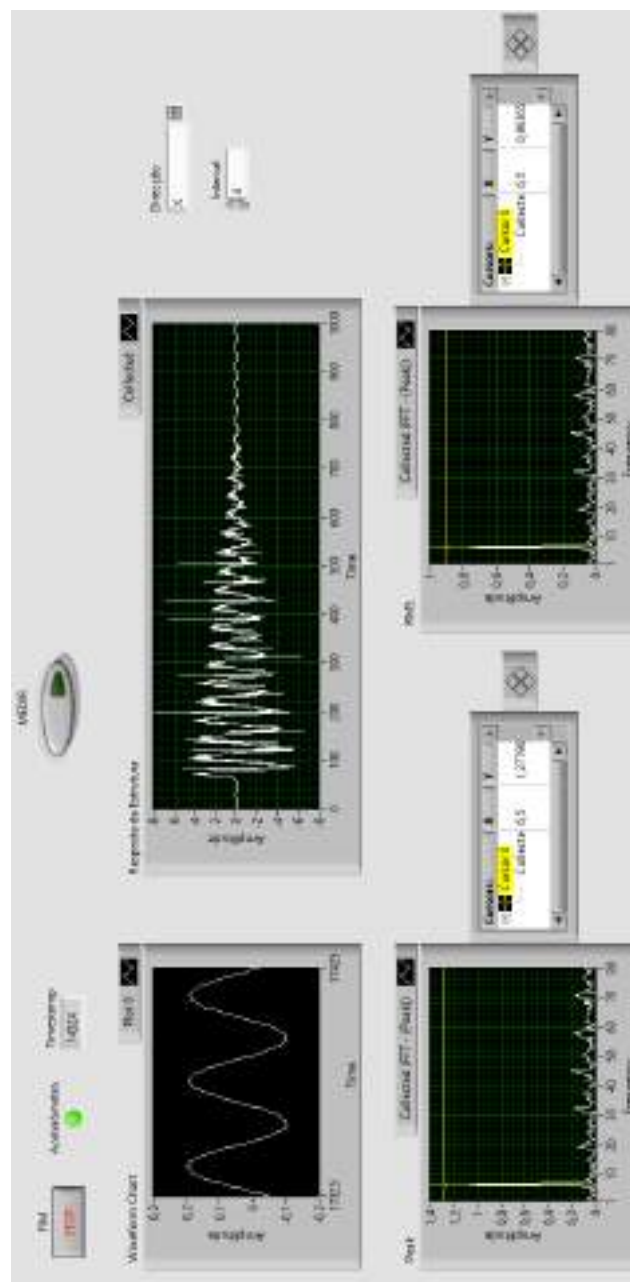


FIGURA J.1: Ajuste da frequência natural da estrutura para 6,5 Hz para L=36 cm